

**VYSOKÁ ŠKOLA BÁŇSKÁ - TECHNICKÁ  
UNIVERZITA OSTRAVA**

**STROJNÍ FAKULTA**

**Katedra mechaniky**

Pevnostní výpočet klínového úvazku těžního lana a kontrola proti  
vytažení

The Strength Calculation of the Wedge Thimble of the Mine rope  
and Removal Safety

Student

Bc. Martin Hradil

Vedoucí diplomové práce

doc. Ing. Jiří Podešva, Ph.D.

Ostrava 2014

## Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Martin Hradil**  
Studijní program: **N2301 Strojní inženýrství**  
Studijní obor: **3901T003 Aplikovaná mechanika**  
Téma: **Pevnostní výpočet klínového úvazku těžního lana a kontrola proti vytažení**  
**The Strength Calculation of the Wedge Thimble of the Mine Rope and Removal Safety**

Zásady pro vypracování:

1. Popis úvazku, jeho funkce.
2. Silový rozbor uchycení lana.
3. Kontrola lana proti vytažení.
4. 3D modelování metodou konečných prvků.
5. Pevnostní analýza
6. Závěr.

Seznam doporučené odborné literatury:

Juliš K., Tepřík O., Slavík A. : Statika. SNTL / Alfa, Praha 1987.  
Chobot K., Benda J., Hájek V., Novotná H. : Statika stavebních konstrukcí II., Praha, SNTL/ALFA, 1983.  
Hoschl C. : Pružnost a pevnost ve strojnictví. SNTL / Alfa, Praha, 1971.  
Kolář V., Němec I., Kanický V. : FEM Principy a praxe metody konečných prvků. Computer Press, 1997.  
Kolář V., Kratochvíl J., Leitner F., Ženíšek A. : Výpočet plošných a prostorových konstrukcí metodou konečných prvků. SNTL, Praha 1979.  
Crisfield M. A. - Non-linear finite element analysis of solids and structures. John Wiley & Sons Ltd, Baffins Lane, Chichester, 1997.

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.


Vedoucí diplomové práce: **doc. Ing. Jiří Podešva, Ph.D.**

Datum zadání: 13.12.2013

Datum odevzdání: 19.05.2014



doc. Ing. Jiří Podešva, Ph.D.  
vedoucí katedry



doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.  
děkan fakulty

## Místopřísežné prohlášení

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě ..... 19.5.2014



Podpis studenta

## Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 - užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, rámci školních představení a užití díla školního § 60 - školní dílo
- beru na vědomí že Vysoká škola báňská - Technická univerzita Ostrava (dále jen "VŠB-TUO") má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§ 35 odst. 3)
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO
- bylo sjednáno, že užít své dílo - diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byli na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše)
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby

V Ostravě ..... 19. 5. 2014

.....  
Podpis

Jméno a příjmení autora práce

..... MARTIN HRADIL

Adresa trvalého pobytu autora práce

..... V. VACEKA 6044/3 OSTRAVA



## Poděkování

Rád bych poděkoval vedoucímu své diplomové práce doc. Ing. Jiřímu Podešvovi, Ph.D. za vedení a řadu cenných připomínek v průběhu její tvorby. Také velice děkuji své rodině za vytvoření příjemných podmínek pro řešení řady technických výzev, které přede mnou stály.

## ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

HRADIL, M. Pevnostní výpočet klínového úvazku těžního lana a kontrola proti vytažení: diplomová práce. Ostrava : VŠB - Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra mechaniky, 2014, 64 s. Vedoucí práce: doc. Ing. Jiří Podešva, Ph.D.

Diplomová práce se zabývá řešením pevnostního výpočtu klínového lanového úvazku, nesoucího břemeno v důlní vertikální dopravě. Obsahuje řešení výpočtu kontroly proti vytažení lana z úvazku a řešení problematiky třecích kontaktů a komplikací použití lan v numerických výpočtech.

Klíčová slova: Pevnostní kontrola, ocelová drátová lana, třecí kontakty, klínový úvazek

## ANNOTATION OF DIPLOMA THESIS

HRADIL, M. The Strength Calculation of the Wedge Thimble of the Mine Rope and Removal Safety: diploma thesis. Ostrava : VŠB - Technical university of Ostrava, Faculty of mechanical engineering, Department of mechanics, 2014, 64 p. Thesis head: doc. Ing. Jiří Podešva, Ph.D.

This diploma thesis contains solution of strength calculation of wedge thimble carrying weight in mine vertical transportation. It's resolving problem of checkup if the rope is slipping out from the wedge thimble and task of friction contacts, it's using in numerical methods same as using wires.

Key words: Strength calculation, steel wire ropes, friction contacts, wedge thimble

## Obsah

1 Úvod.....	9
2 Popis úvazku, jeho funkce, rozdělení.....	10
2.1 Základní rozdělení a funkce.....	10
2.2 Legislativa a bezpečnost .....	18
3 Analytická část.....	20
3.1 Geometrie zkoumaného lanového úvazku .....	20
3.2 Silový rozbor.....	21
3.3 Kontrola vytažení lana z klínového úvazku .....	25
4 Numerická část.....	27
4.1 Geometrie lanového úvazku.....	27
3.2 Diskretizace těles tvořících funkční skupinu lanového úvazku .....	31
3.3 Materiály numerického modelu .....	34
3.4 Definice kontaktů v numerickém modelu .....	36
3.5 Šroubová spojení.....	44
4 Pevnostní analýzy .....	48
4.1 Výpočet při zatížení plynoucího z předpětí šroubů díky jejich utažení .....	48
4.2 Výpočet při aplikaci zatížení z analytické úlohy .....	53
4.3 Výpočet při zatížení plynoucím čistě z kontaktů lano-lanový úvazek.....	59
5 Porovnání výsledků.....	64
6 Závěr .....	65

## Seznam použitého označení, zkratk, termínů

$Q$ [N]	hlavní zatěžující síla lanového úvazku
$N_1, N_2$ [N]	normálové síly působící na opěry
$\alpha$ [rad]	půlka úhlu ve kterém se lano dotýká drážky opěry
$f$ [1]	součinitel tření
$T_1, T_2$ [N]	třecí síly působící proti vytáhnutí lana
$f_v$ [1]	výsledný součinitel tření mezi lanem a opěrou
$R_e$ [MPa]	mez kluzu daného materiálu
$R_m$ [MPa]	mez pevnosti daného materiálu
$E$ [GPa]	modul pružnosti v tahu daného materiálu
$\mu$ [1]	Poissonova konstanta daného materiálu
$\rho$ [kg · m <sup>-3</sup> ]	hustota daného materiálu
$F_N$ [N]	třecí síly působící proti pohybu
$k$ [N · mm <sup>-1</sup> ]	tuhost dané pružiny
$S$ [mm <sup>2</sup> ]	obsah dané plochy
$\Delta l$ [mm]	prodloužení dané pružiny
$F_V$ [N]	předepínací síla ve šroubovém spoji
$F_H$ [N]	horní síla ve šroubovém spoji
$F_D$ [N]	dolní síla ve šroubovém spoji
$F_P$ [N]	předepínací síla ve šroubovém spoji
$M_1$ [N · m]	třecí moment mezi hlavou šroubu a podložkou
$M_2$ [N · m]	třecí moment na závitu

$M_u$ [N · m]	utahovací moment
$M_3$ [N · m]	moment převedený na osovou sílu
$F_o$ [N]	osová síla
$p$ [m]	rozteč závitu
$d_2$ [m]	střední průměr závitu
$d_3$ [m]	malý průměr závitu
$\beta$ [deg]	úhel stoupání závitu

## 1 Úvod

V této diplomové práci je řešena pevnostní analýza klínového lanového úvazku, jež se používá ke spojení lana a břemena při vertikální dopravě v důlním průmyslu. Konstrukce klínových lanových úvazků je řešena každým výrobcem jinak, společný je však princip, kdy vyšší osová síla v laně generuje v klínovém lanovém úvazku vyšší třecí síly. Díky tomuto řešení, by nemělo být možné, aby lano proklouzlo a vysmeklo se.

Diplomová práce je rozčleněna na několik na sebe navazujících částí. V teoretické části jsou popsány jednotlivé typy lanových úvazků a vysvětlena jejich funkce. Druhá část teoretického rozboru je věnována právě klínovým úvazkům. Jsou zde příklady reálných řešení s popisem jejich práce a příklad výrobního programu. V praktické části se práce věnuje analytickému výpočtu, zvláště pak výpočtu bezpečnosti proti vytažení. Výstup z tohoto výpočtu je použit jako vstup numerického řešení. Numerické řešení je rozčleněno na tři části tak, jak bylo postupováno k finálnímu výpočtu.

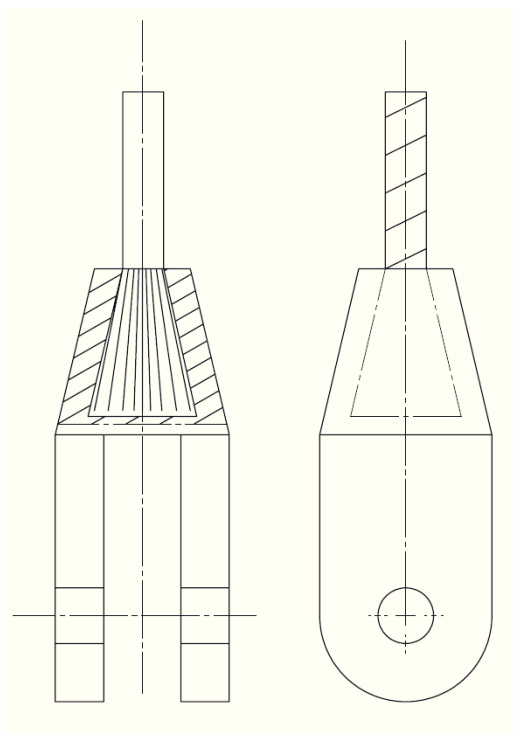
## 2 Popis úvazku, jeho funkce, rozdělení

### 2.1 Základní rozdělení a funkce

Úvazek spojuje lano se závěsem dopravní nádoby tak, aby bylo dosaženo stejnoměrného zatížení těžního lana a žádané bezpečnosti. Lano se udržuje v úvazku třením. Úvazky se podle použitého lana rozdělují na úvazky pro těžní lana a na úvazky pro vyrovnávací lana.

Podle provedení rozdělujeme úvazky do několika skupin:

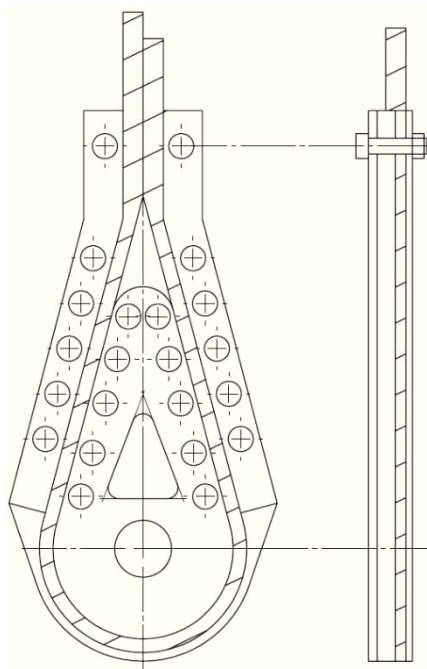
#### a) Zalití bílým kovem



Obr. 1 Způsob uchycení zalitím kovem (autor 2014)

Jak lze vidět na obrázku č.1, u tohoto konstrukčního řešení se konec lana rozplete, zbaví duše, drátky se mechanicky očistí, zbaví se tuku a zalijí bílým kovem do objímky, která se spojí se závěsem dopravní nádoby. Práce vyžaduje odbornost. Je-li toto spojení dobře provedeno, je řešení lehké a jednoduché. Užívá se u osobních zdvižů, u kotevních lan a u spojení nosných lan visutých lanovek.

## b) Šroubované úvazky lan



Obr. 2 Způsob uchycení sevřením postranic šrouby (autor 2014)

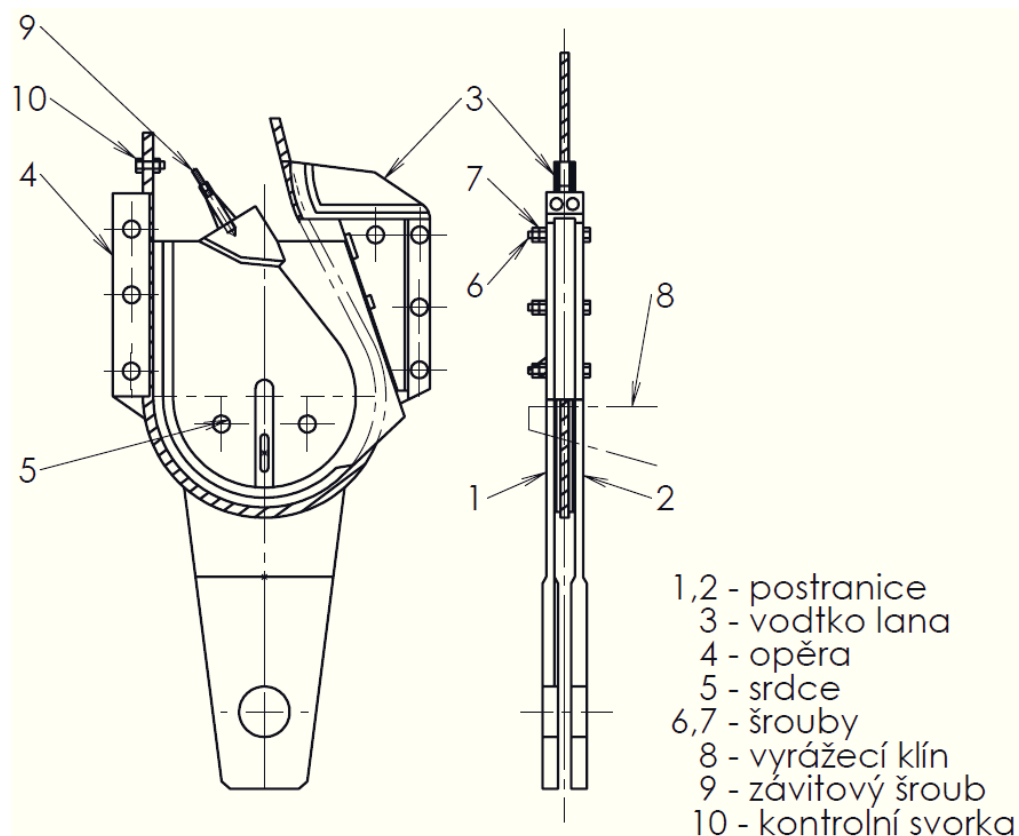
Zde je třecí síla vyvozována sevřením lana postranicemi pomocí šroubů, lano je sevřeno do smyčky podle pevné vložky (srdce). Pro lepší sevření lana bývá v postranicích a v srdci vybrána drážka pro lano. Konstrukčních provedení je mnoho, jedno z nich je znázorněno na obrázku č.2. Počet a rozměry šroubů se určí výpočtem. Síla vzniklá třením v úvazku by měla být tak velká, aby se lano spíše přetrhlo, než aby se vytáhlo z úvazku. Protože se této síly zpravidla nedosáhne přímo v úvazku, doplňuje se svěrkami, které svírají volný konec lana s nosným lanem, buď na sebe, nebo vedle sebe. Počet svorek je opět určen výpočtem. Šroubované úvazky nejsou normovány. Platí pro ně pouze bezpečnostní předpis, který požaduje, aby bezpečnost proti vytažení z úvazku byla nejméně sedminásobná. Svorky se smí použít nejméně tři, nejvýše sedm pro jeden úvazek. Šířka svorek musí být nejméně dvojnásobkem průměru lana, jejich vzájemná vzdálenost musí být v mezích od 1 do 2 šířek svorky. Hrany svorek a postranic musí být zaobleny. Vzdálenost bočnic při sevření bez lana (maximální sevření) musí být nejméně o 15% menší, než je jmenovitý průměr lana. Konec lana musí vyčnívat nad úvazek (resp. poslední svorku) nejméně o 15cm. Jednotlivé části úvazku musí mít bezpečnost nejméně



sedminásobnou při největším statickém zatížení. Na šroubované úvazky není potřeba zvláštního materiálu, jakost (zejména pevnost) je dána výpočtem. Materiály kvalitnější než 11 370 musí být doloženy hutním atestem kvality podle normy nebo atestem zkušebny materiálu.

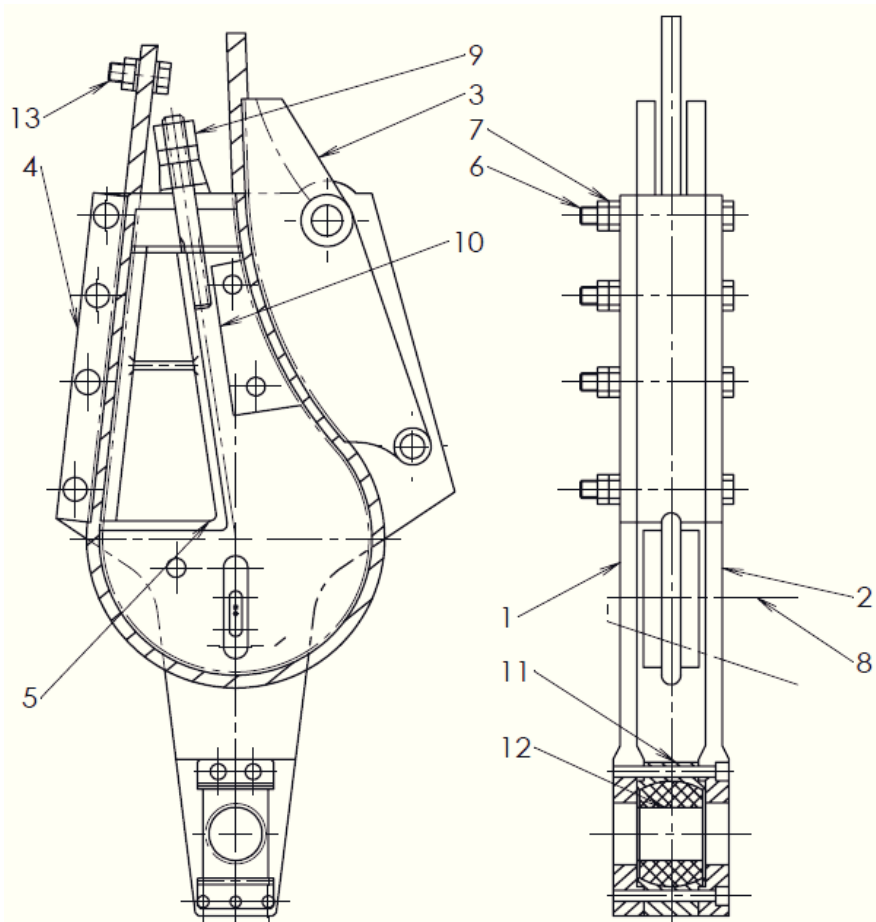
c) *Klínové úvazky (frikční)*, kde je třecí síla vyvozována sevřením lana v klínových plochách, lano je ohnuto do smyčky kolem srdce (očnice), které je však volné a zasouvá se do pouzdra, do něhož přesně zapadá a v rovné části svírá lano proti pouzdru. Očnice se šrouby nebo klíny zatáhne do pouzdra a lano tíhou zátěže dále toto sevření zesiluje. Síla vzniklá třením je úměrná zatížení lana. Existuje celá řada konstrukcí (ČKD, Schönfeld, Demag, Droste aj.) Ve srovnání se šroubovými úvazky jsou klínové úvazky menší, (zejména kratší, protože odpadají svěrky), lehčí a provedení úvazku lana je značně jednodušší a rychlejší. Kromě toho jsou některé typy opatřeny zařízením na zkracování lana bez úplného rozebrání úvazku. U klínových úvazků se musí přesně dodržovat rozsah použití pro průměr lan, neboť průměr lana musí odpovídat poloměru drážky v úvazku podle normy a předpisu dodavatele, aby klínové plochy na sebe nedosedly při použití lana malého průměru), takže lano by mohlo vyklouznout, nebo aby se lano jehož průměr je velký, v úvazku nedeformovalo a dráty nelámaly. Proto je každý úvazek opatřen třemi ryskami na pouzdru a jednou ryskou na očnici, která v provozu musí ležet mezi první a druhou ryskou na pouzdru. Kdyby ležela mezi druhou a třetí ryskou, má lano menší průměr a hrozí vysmeknutí, kdyby ležela na první rysce či pod ní, je lano příliš tlusté. Bezpečnosti proti vytažení lana z úvazku musí být nejméně 1,2násobná. Poloměr ohybu lan musí být nejméně čtyřnásobek jmenovitého průměru lana, konec lana musí vyčnívat nad zajišťovací svěrkou o 5-ti až 10-ti násobek jmenovitého průměru lana. Jednotlivé části musí mít nejmenší bezpečnost při největším statickém zatížení sedminásobnou. Použitý materiál musí odpovídat výrobní dokumentaci a musí být dodržován technologický postup, zejména u částí tepelně opracovaných. Úvazek musí být označen evidenčním štítkem s výrobním číslem. Každý úvazek musí být přezkoušen na tah na 125% jmenovitého zatížení (nebo jmenovité nosnosti) a o výsledcích zkoušky sepsán protokol, který se dodává s úvazkem. Klínové úvazky jsou značně namáhány, zejména některé části musí být doloženy hutním osvědčením (kromě spojovacích součástí, a součástí z ocelolitin) Celý úvazek se dokládá atestem dodavatele o kvalitě a úplnosti výrobku, potvrzením, že sváry prováděl

státně zkoušený svářeč předepsanými elektrodami a že byl úvazek zkoušen na tah na předepsanou hodnotu. Tomuto typu úvazku se budu věnovat v diplomové práci.



Obr. 3 Lanový klínový úvazek ČKD č.1-2 (autor 2014)

Na obrázku č. 3 je lehký úvazek ČKD (pro 25 000 až 50 000N zatížení). Lano nabíhá do úvazku přes pevné vodítko lana 3, ohýbá se kolem srdce 5 a je sevřeno mezi opěru 4 a srdce. Při montáži lana se srdce posouvá do svěru po šikmé ploše vodítka lana 3, pomocí závrtného šroubu 9 tak daleko, až je lano sevřeno. Lano přecházející nad sevřenou část je zajištěno svěrkou 10. Postranice 1 a 2 spolu s opěrou 4 a vodítkem lana 3 tvoří hlavní nepohyblivé součásti, které jsou spojeny šrouby 6, 7. Srdce je část pohyblivá. K uvolnění srdce při demontáži slouží vyrážecí klín 8.



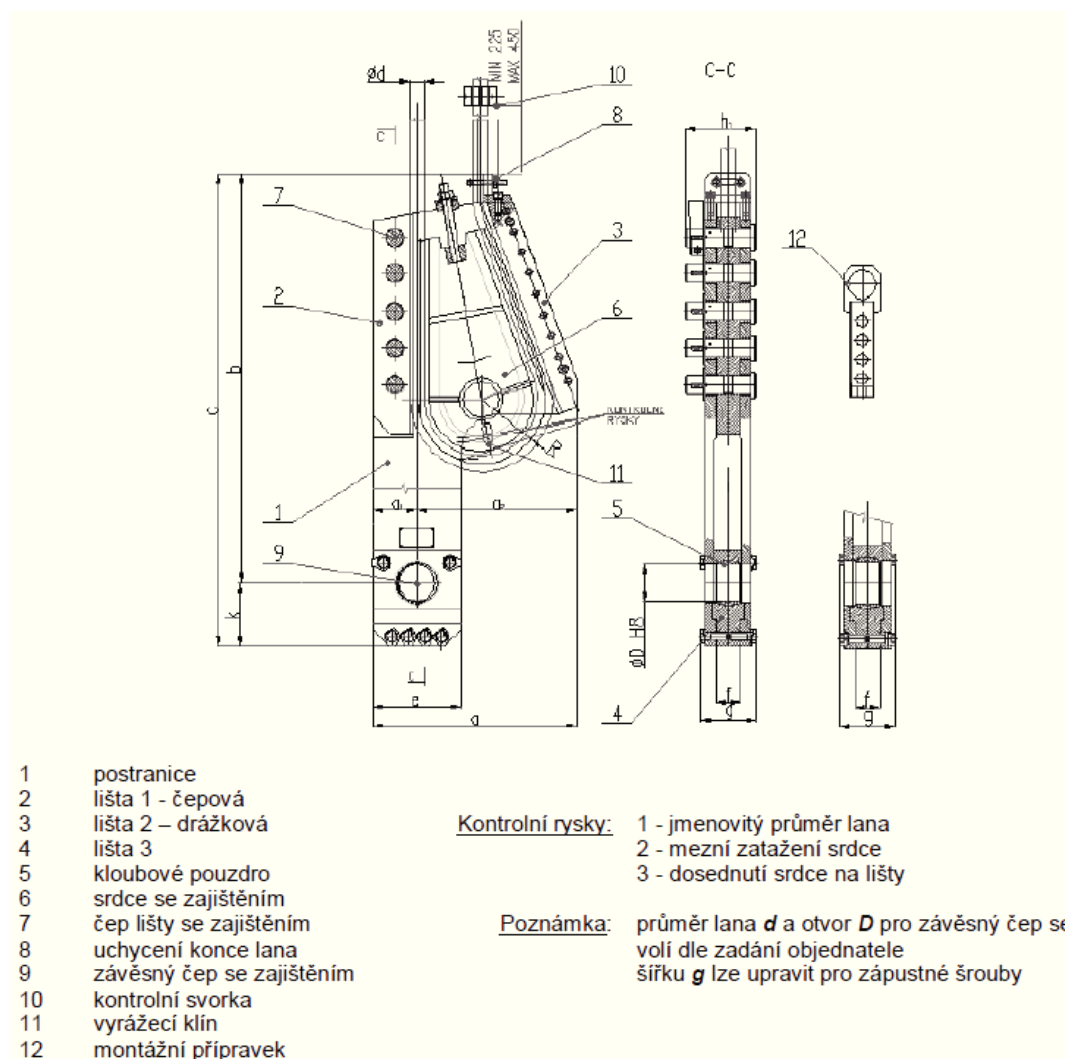
- 1-9 - totéž jako na předchozím obrázku  
 10 - klínová opěra  
 11 - pánev  
 12 - válcové pouzdro  
 13 - kontrolní svorka

Obr. 4 Lanový klínový úvazek ČKD č.3-7 (autor 2014)

Na obrázku č.4 je těžký typ úvazku ČKD (pro 100 000 až 400 000N zatížení). Lano je vedeno do úvazku vodítkem lana 3 pevně spojeným s postranicemi 1 a 2, ohýba se kolem srdce 5 a je svíráno mezi opěrou pro lano 4 a srdce, které se opírá o klínovou podpěru 10. Lano přecházející nad sevřenou částí je zajištěno svěrkou 13. Při montáži lana se srdce posouvá do svěru pomocí závrtného šroubu 9 po klínové opěře 10 tak daleko, až je lano sevřeno. Pevné části úvazku jsou s postranicemi 1 a 2 spojeny šrouby 6 a 7. Pánev 11 a válcové pouzdro 12 slouží se závěsným čepem k



## Příklad výrobního programu firmy SE-MI



Obr. 6 Klínový úvazek těžních lan typu AD výrobce SE-MI ([www.se-mi.cz](http://www.se-mi.cz))

Velikost úvazku	0	1	2	3	4	5	6	7
Nosnost [kN]	25	40	55	100	150	220	300	400
Hmotnost [kg]	20	33	65	149	250	300	514	825
Rozsah průměrů lan [mm]	16	16-20	20-25	26-36	36-40	40-45	50-60	63-70
a	230	267	352	456	530	555	850	974
a1					110	120		
a2					420	435		
b	388	450	550	735	1040	1110	1270	1410
c	443	520	630	850	1200	1280	1450	1650
e	95	110	156	180	220	240	320	400
f	31	32	38	44	65	65	72	70
g	55	72	92	104	145	152/140	148	160
h	83	97	125	150	172	191	220	242
k					160	170		
R drážky					0,6d	0,6d		
Čep D max.[mm]					100	110		

Tab. 1 Výrobní program firmy SE-MI ([www.se-mi.cz](http://www.se-mi.cz))



Obr. 7 Klínový úvazek těžních lan typu AD výrobce SE-MI ([www.se-mi.cz](http://www.se-mi.cz))

## 2.2 Legislativa a bezpečnost

Klínový úvazek musí splňovat požadavky vyhlášek č. 22/1989 Sb. ČBÚ a č. 415/2003 Sb. a novelu vyhlášky č. 415/300 Sb. ze znění vyhlášky č. 571/2006 Sb., § 39 úvazek - ve zkrácené citaci:

- Bezpečnost min. 6-násobná u jednolanového tažení, u ostatních alespoň 5-násobná k mezi kluzu materiálu proti max. statickému zatížení.
- jistota proti vytažení lana ze svěru klínového úvazku min. 1,2-násobná.
- Kontrolní svorka umístěna 5 až 10-násobek průměru lana, konec lana nad svorkou min 150mm.
- Nejmenší R ohybu lana na srdcovce větší, než 4-násobek jmenovitého průměru lana.
- Hlavní části úvazku označeny evidenčním číslem, dobu jeho používání určí závod dolu na základě výsledku nedestruktivní zkoušky úvazku, která se provádí v ročních lhůtách.

### **Převzaté požadavky ze starých norem a postupů:**

- Nosné části úvazku doložit atestem materiálu.
- Úvazek opatřit základním nátěrem mimo funkční části.
- Na srdci a postranicích vyrazit kontrolní rysky dle válcových trnů.
- Úvazek doplnit vyrážecím klínem srdce.
- Na každém výrobku provést zkoušku zkušebním zatížením o 25% vyšší, než povolené statické (nosnost), zkušební doba je min 20 minut - lano v úvazku nesmí proklouznout, po zkoušce provést demontáž a kontrolu součástí.
- Protokol o zkoušce a atesty materiálů jsou součástí osvědčení o jakosti výrobku.
- Úvazek opatřit kontrolními ryskami:
  - č.1 - na postranici i srdci odpovídá jmenovitému průměru lana
  - č.2 - lano stlačeno ne mezní hodnotu, vůle mezi srdce a lištou 3mm
  - č.3 - srdce dosedá na lištu, nenastává další sevření lana
- V provozu musí být základní ryska na srdci mezi ryskami 1 a 2 na postranici.

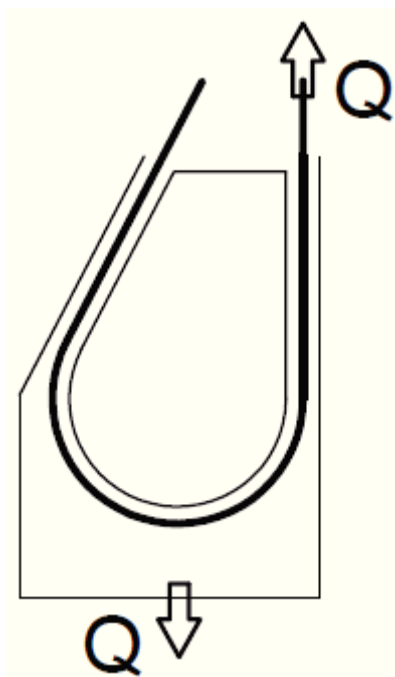
- Výrobek opatřit štítkem s údaji: výrobce, typ, nosnost, data výroby, průměr lana, čepu a hmotnost. Ev. číslo vyznačí uživatel na spodní části štítku, nebo na postranici nad štítkem
- Průvodní dokumentace je nedílnou součástí dodávky.



### 3 Analytická část

#### 3.1 Geometrie zkoumaného lanového úvazku

Jak již bylo zmíněno výše předmětem diplomové práce je konkrétní klínový úvazek *AD 5/150* s nosností 150kN. Základní rozměry geometrie a sestava lanového úvazku je uvedena v příloze. Celý lanový úvazek je konstruován pro ocelové lano o jmenovitém průměru 37,5mm.

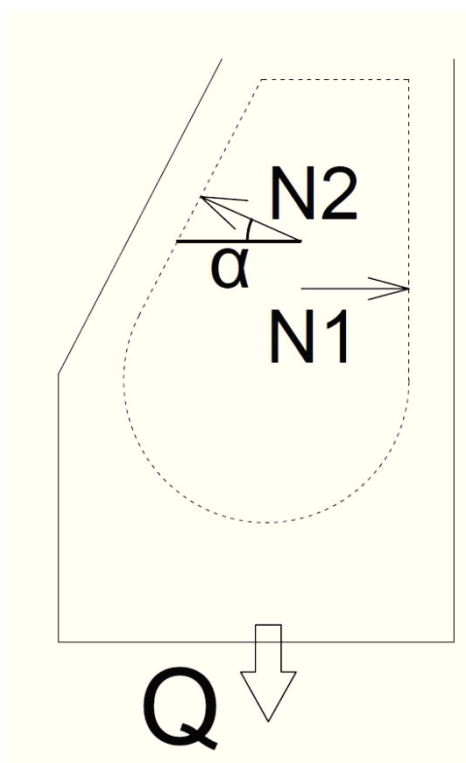


Obr. 8 Schéma základního zatížení (autor 2014)

Obrázek č.8 schematicky znázorňuje princip funkce a geometrii, ze které je třeba vycházet při silovém rozboru.

### 3.2 Silový rozbor

Silový rozbor vychází z rovnováhy zatížení, tedy normálových reakcí a třecích sil na tělese úvazku. Úhel úvazku  $\alpha = 20^\circ$ . Přibližné silové řešení vychází z uvolnění tělesa úvazku při zanedbání třecích sil. V rovnováze jsou síly  $Q$  (zatížení),  $N_1$  (normálová reakce na svislé opěrné liště),  $N_2$  (normálová reakce na skloněné opěrné liště).



Obr. 9 Silový rozbor (autor 2014)

$$\begin{aligned} N_1 - N_2 \cdot \cos \alpha &= 0 \\ N_2 \cdot \sin \alpha - Q &= 0 \end{aligned} \tag{1}$$

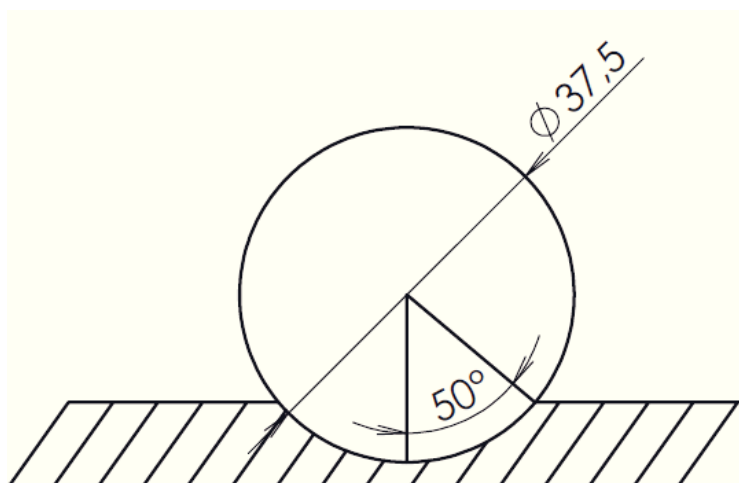
odtud tedy

$$\begin{aligned} N_1 &= \frac{Q}{\tan \alpha} \\ N_2 &= \frac{Q}{\sin \alpha} \end{aligned} \quad (2)$$

Je-li  $Q = 150kN$ , pak vychází

$$N_1 = 412kN, \quad N_2 = 439kN \quad (3)$$

Pro zahrnutí vlivu tření ve válcové drážce se uvažuje koeficient tření mezi lanem a povrchem drážky  $f = 0,15$  a úhel obemknutí lana ve válcové drážce  $\alpha' = 50^\circ$ .



Obr. 10 Lano v drážce postranice (autor 2014)

Za předpokladu rovnoměrně rozloženého měrného tlaku na obvodu drážky je pak třecí síla vyjádřena vztahem:

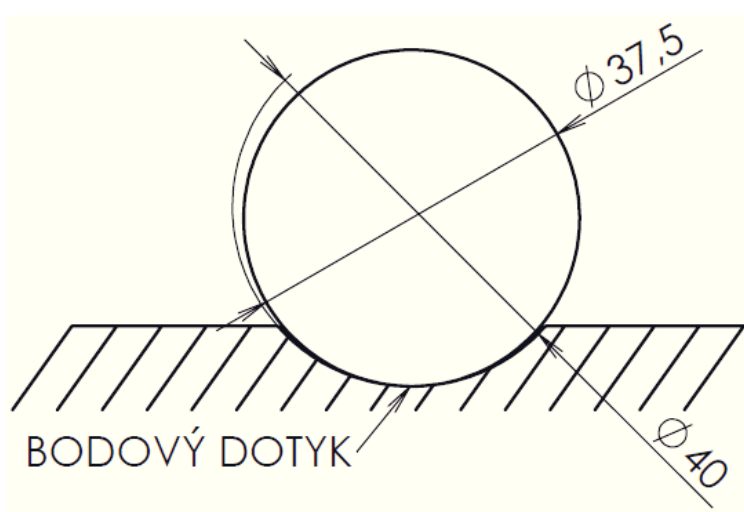
$$T = N \cdot f \cdot \frac{\hat{\alpha}'}{\sin \alpha'} \quad (4)$$

a výraz

$$f_v = f \cdot \frac{\hat{a}'}{\sin \alpha'} = 0,15 \cdot \frac{0,873}{0,776} = 0,17 \quad (5)$$

což je koeficient tření ve válcové drážce.

Toto by platilo za předpokladu konstrukce válcové drážky o stejném průměru jako má lano. Tedy za situace na obrázku číslo 10. V případě této DP má však postranice průměr drážky větší než je průměr lana.

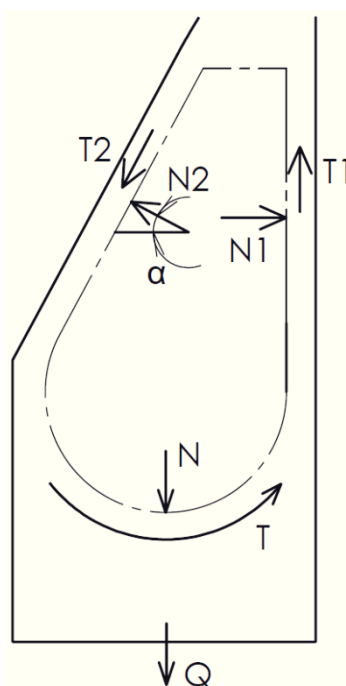


Obr. 11 Lano v drážce postranice o větším průměru (autor 2014)

Jak je zřejmé z obrázku číslo 11, v drážce o větším průměru vzniká pouze bodový dotyk. Bodový dotyk se samozřejmě při zvyšujícím se zatížení mění na plošný, nikdy se ale díky této změně nepřiblíží situaci předchozí.

Vzhledem k tomu, že stanovení součinitele tření je záležitost spíše experimentální, je třeba se zamyslet na významnosti chyby která může tímto výpočtem vzniknout. Základní součinitel tření  $f = 0,15$  (ocel na oceli) se značně liší už podle toho, jakou povrchovou úpravou je materiál chráněn. Nemluvě o tom, jaké kvality dosahují zúčastněné povrchy. Sám způsob konstrukce postranice prokázal změnu o 12%.

Je tedy vhodné stanovit součinitel tření spíše tabulkově a to na hodnotu  $f_v = 0,16$ .



Obr. 12 Třecí a normálové síly (autor 2014)

Přesnější řešení vychází ze silové rovnováhy na tělese úvazku se zahrnutím třecích sil  $T_1$  (na svislé opěrné liště) a  $T_2$  (na skloněné opěrné liště). Zde pak platí rovnice rovnováhy

$$\begin{aligned} N_1 - N_2 \cdot \cos\alpha - T_2 \cdot \sin\alpha &= 0 \\ T_1 + N_2 \cdot \sin\alpha - T_2 \cdot \cos\alpha &= Q \\ T_1 &= f_v \cdot N_1 \\ T_2 &= f_v \cdot N_2 \end{aligned} \quad (6)$$

odtud tedy

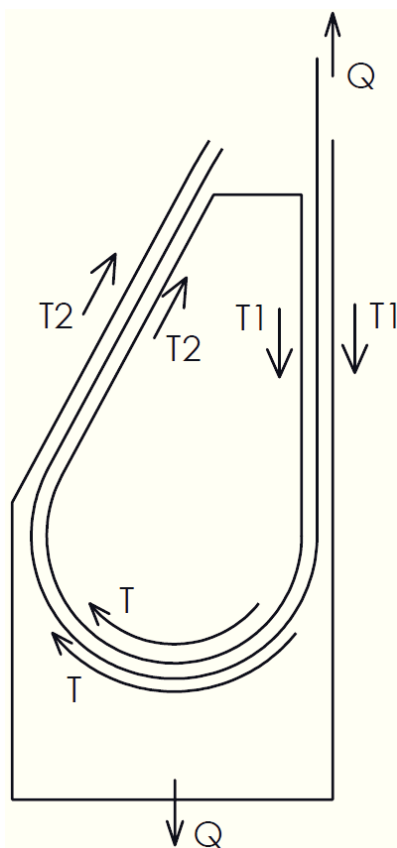
$$\begin{aligned} N_1 &= Q \cdot \frac{\cos\alpha + f_v \cdot \sin\alpha}{\sin\alpha \cdot (1 + f_v^2)} \\ N_2 &= \frac{1}{\sin\alpha \cdot (1 + f_v^2)} \end{aligned} \quad (7)$$

$$N_1 = 425kN, \quad T_1 = 72kN, \quad N_2 = 426kN, \quad T_2 = 72kN \quad (8)$$

Uvedené výsledky zohledňují pouze správnou funkci klínového úvazku kdy dosedací plochy srdce nesmí být v kontaktu s opěrnými lištami, jak již bylo popsáno výše.

### 3.3 Kontrola vytažení lana z klínového úvazku

Z principu funkce klínového lanového úvazku je zřejmé, že nikdy nesmí dojít k vytažení lana z něj. Třecí síla je úměrná zatížení, tudíž při škálování napětí dřívě praskne lano. V tomto smyslu musíme chápat i výsledek kontroly tj. bezpečnosti. V podstatě číslo znamená koeficient kterým je třeba vynásobit součinitel tření lana v drážce úvazku než dojde k prokluzu lana.



Obr. 13 Třecí síly (autor 2014)

$$Q_{max} = 2 \cdot T_2 \cdot e^{f_v \cdot (\pi + \alpha)} + 2 \cdot T_1 \quad (9)$$

kde  $(\pi + \alpha)$  je úhel opásání srdce, dále

$$T_1 = N_1 \cdot f_v, \quad T_2 = N_2 \cdot f_v \quad (10)$$

a

$$\begin{aligned} N_1 &= Q \cdot \frac{\cos \alpha + f_v \cdot \sin \alpha}{\sin \alpha \cdot (1 + f_v^2)} \\ N_2 &= Q \cdot \frac{1}{\sin \alpha \cdot (1 + f_v^2)} \end{aligned} \quad (11)$$

pak

$$\begin{aligned} Q_{max} &= Q \cdot 2 \cdot f_v \cdot \frac{e^{f_v \cdot (\pi + \alpha)} + \cos \alpha + f_v \cdot \sin \alpha}{\sin \alpha \cdot (1 + f_v^2)} \\ Q_{max} &= 2,71 \cdot Q = 407 \text{ kN} \end{aligned} \quad (12)$$

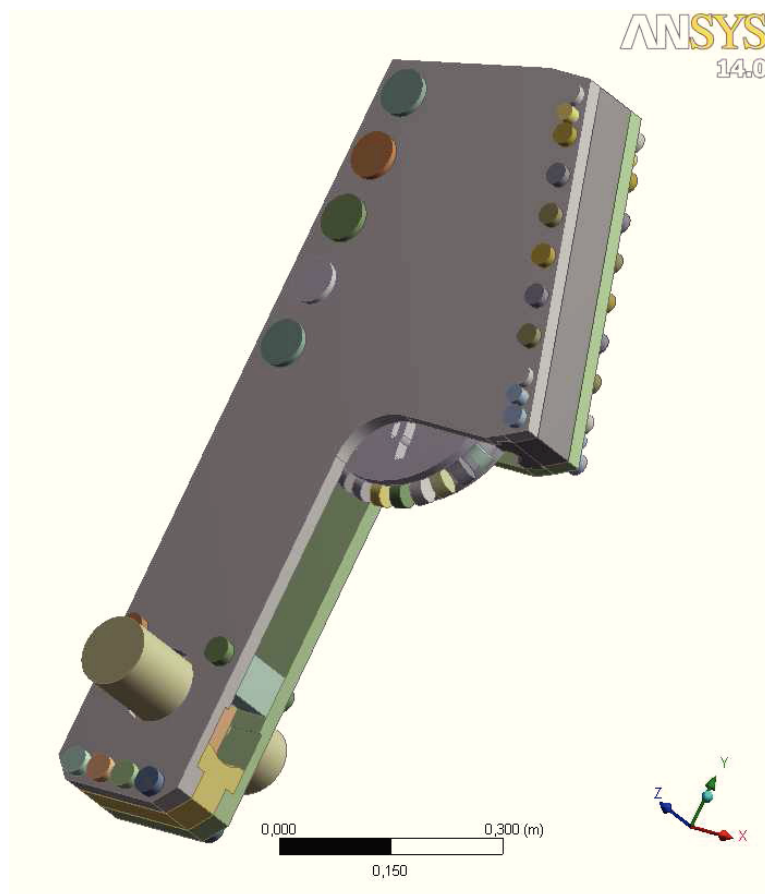
Bezpečnost proti vytažení lana je 2,71. Vyklouznutí je tedy možné jen za předpokladu snížení tření mezi lanem a srdcem nebo opěrnými plochami 2,71x. To by znamenalo kritický součinitel tření na hodnotě  $f_{krit} = \frac{0,17}{2,71} = 0,0627$ , což lze chápat jako mezní hodnotu při které lano proklouzne a úvazek ztratí svůj základní účel.

## 4 Numerická část

Obsahem této kapitoly je stanovit vnitřní silové účinky pomocí numerických metod, při aplikaci sil získaných z analytické metody. K výpočtu bude použit SW ANSYS Workbench ve verzi 14.0.

### 4.1 Geometrie lanového úvazku

Geometrie lanového úvazku byla vytvořena dle konkrétního modelu existujícího lanového úvazku, základní rozměry a situace sestavy je součástí přílohy.



Obr. 14 Geometrie lanového úvazku v Ansys Workbench (autor 2014)

Jako problém při stanovení vhodného modelu pro numerické řešení se ukázala být geometrie lana. Lana se vyrábí v široké paletě různých konstrukcí. Téměř vždy jsou tvořena dráty spletenými do pramenů. Jednotlivé prameny jsou poté ve stejnosměrném

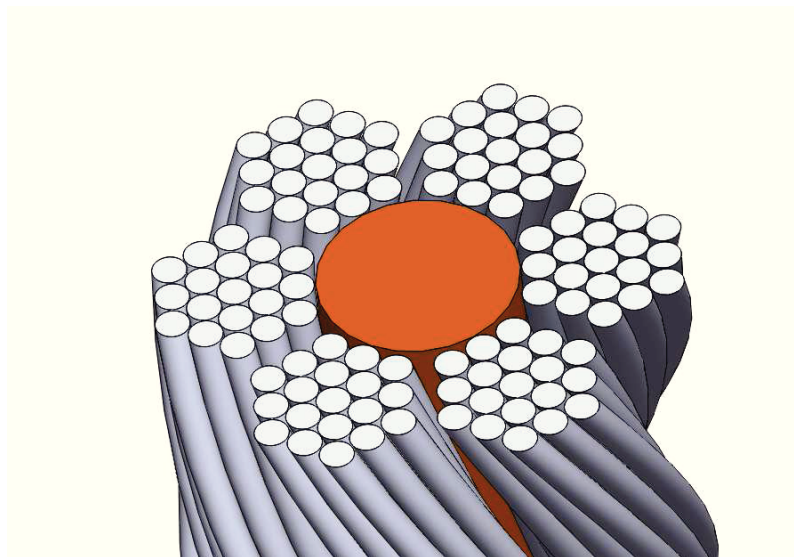


nebo protisměrném smyslu obtočena okolo duše z různých materiálů. Duše má za úkol vytvářet pevnou, ale zároveň pružnou podložku pro prameny lana. Vložka také zabraňuje radiálním posuvům a bočním tlakům pramenů, obsahuje mazivo, kterým zásobuje lano a udržuje kulatost profilu lana.

Důležité parametry lana:

- nosnost lana - základní parametr při výběru lana
- bezpečnost lana - poměr jmenovité nosnosti a max. statického zatížení
- modul pružnosti lana - souvisí s prodlužováním dá se zjistit experimentálně nebo výpočtem
- krouticí moment lana - vzniká při osovém zatížení lana vinou stáčení lana při výrobě, eliminuje se protisměrným stáčením lana

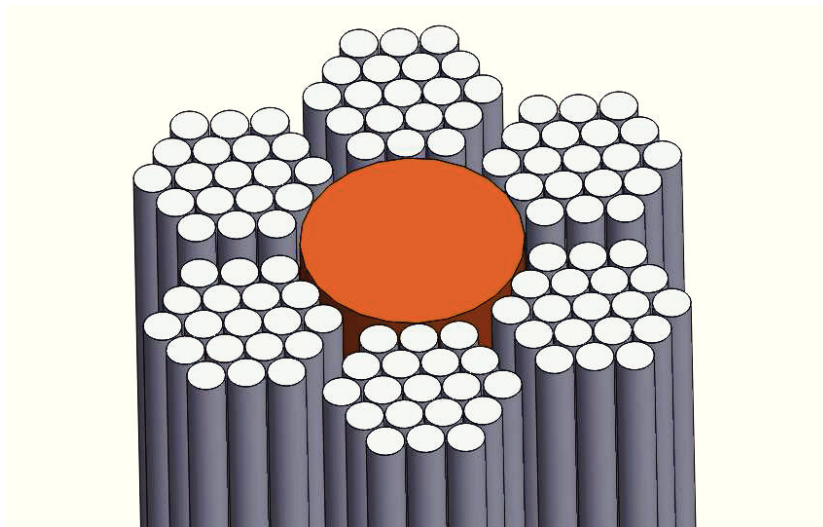
**1. Model lana**, lano bylo modelováno jako kopie lana skutečného, tzn. dráty jsou stočeny do pramenů. Prameny jsou následně stočeny okolo duše lana z polypropylenu.



Obr. 15 Reálný model lana (autor 2014)

Reálný model lana se ukázal jako nevhodný vzhledem k jeho složité geometrické konstrukci a navíc díky obrovskému počtu kontaktů, které by náročnost řešení a tím i výpočetní čas neúměrně prodloužily.

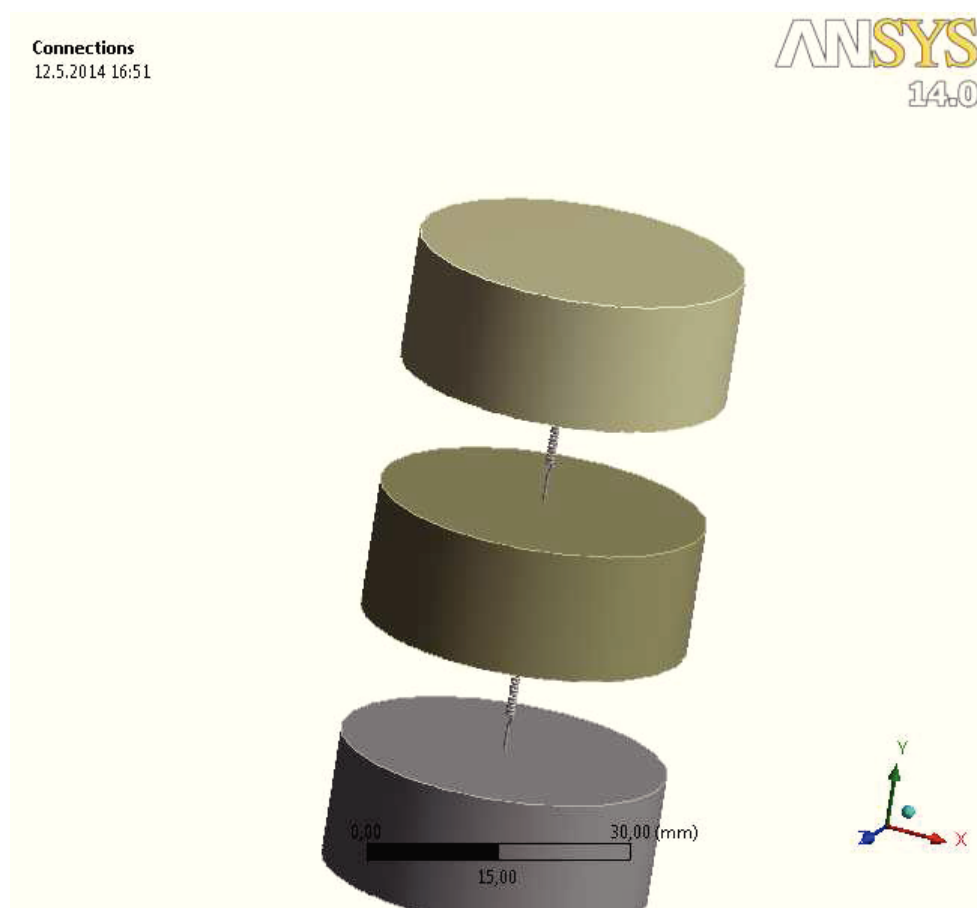
**2. Model lana,** ve kterém bylo lano zjednodušeno tím, že nebylo použito šroubovice ke stočení pramenů okolo duše lana a samotných pramenů okolo sebe.



Obr. 16 Zjednodušený model lana (autor 2014)

Tato možnost byla zavrhnuta z důvodu stále velkého počtu kontaktů a zároveň v podstatě žádnému přínosu ve srovnání s modelem lana č.3. Přesto byl tento model použit pro výpočet tuhosti lana.

**3. Model lana** Zde bylo upuštěno od ideje simulovat ohybovou tuhost jednotlivými dráty v laně. Lano bylo virtuálně rozřezáno na elementy a jednotlivé části spojeny pomocí body to body kontaktu - spring. Jedná se o svázání, v tomto případě dvou ploch pomocí prvku virtuální pružiny, jež přenáší pouze tahovou, tlakovou či obojí (záleží ne volbě) složku sil, jež mezi plochami působí. Prvek vyžaduje zadání volby, zda se jedná o pružinu tahovou, tlačnou, tah-tlačnou, kontaktní sadu součástí mezi nimiž působí, tuhost pružiny případně tlumení. Tlumení je vhodné využít a potlačit tak nekontrolované kmitání pružin při zatěžování soustavy a zlepšit tak zároveň konvergenci řešení.



Obr. 17 Finální model lana (autor 2014)

**pozn.** Lano by se dalo uvažovat i jako jednoduchý stočený válec - 3D těleso, za předpokladu použití ortotropního materiálu, otázkou je poté stanovení materiálových konstant ve všech třech osách pro konkrétní lano.

### 3.2 Diskretizace těles tvořících funkční skupinu lanového úvazku

Z důvodu konzistence výsledků je diskretizace těles tvořících sestavu úvazku stejná pro všechny následující výpočty. Tělesa jsou při jednotlivých výpočtech aktivní nebo potlačena podle toho, zda se účastní přenosu sil v lanovém úvazku, nebo jsou v tomto smyslu pasivní a tudíž by zbytečně narůstala náročnost výpočtu. Diskretizace byla provedena nástroji Ansys Workbench dle následujících pravidel:

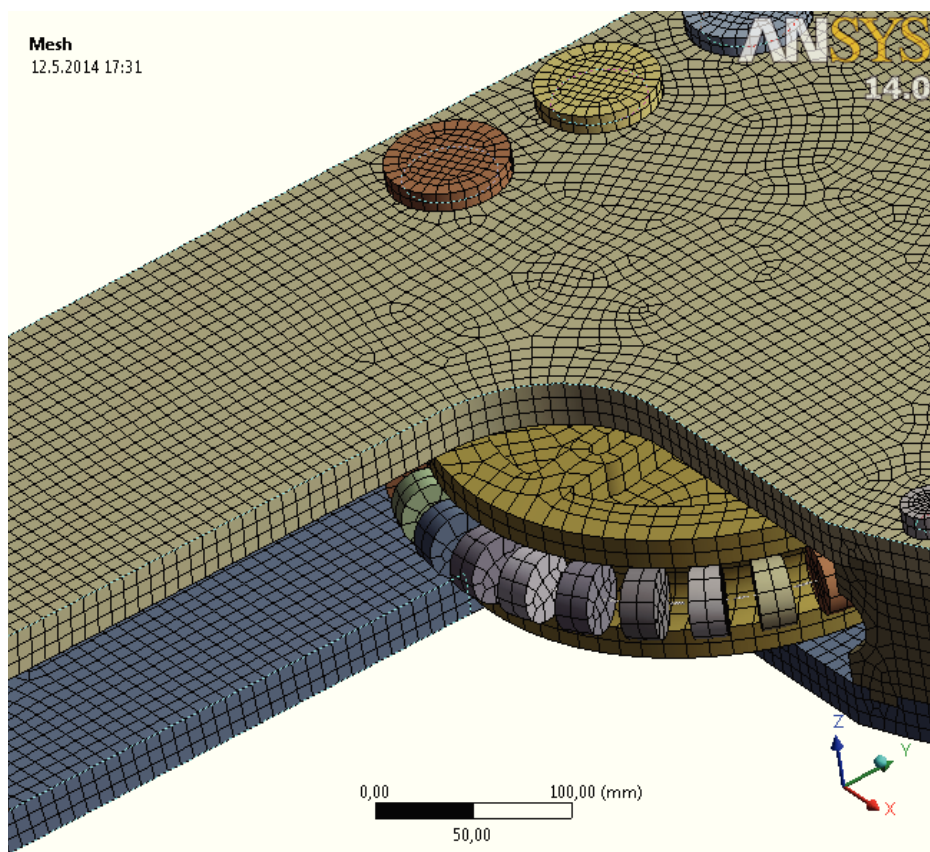
- typ elementu zvolen jako hexahedral druhého řádu pro dosažení co nejmenšího počtu stupňů volnosti, zároveň s dostatečným pokrytím hranových křivek těles sítí
- v místě kontaktů je síť zhuštěna v zájmu lepšího přenosu kontaktních sil a minimalizace špičkových hodnot napětí
- síť je tvořena dle možností SW je využíváno pokročilých metod síťování jako sweep či multizone meshing
- nejdelší strana elementu v celé sestavě stanovena na 11,5 mm
- součásti namáhané na ohyb jsou po své tloušťce rozděleny na alespoň 3 elementy pro simulaci taženého, tlačенého a neutrálního vlákna v materiálu
- celkem vytvořeno 533 832 uzlů které tvoří 124 551 elementů
- kvalita sítě je dle interních mechanismů Ansys Workbench 0,74, kde 1 odpovídá ideální síti v reálné úloze nedosažitelné

Název součásti	Popis nastavení síťování
POSTRANICE LEVÁ	Hex dominant + body sizing + edge sizing
OPĚRA ČEPOVÁ	Hex dominant + body sizing + face sizing
POSTRANICE PRAVÁ	Hex dominant + body sizing + edge sizing
KLOUBOVÉ ULOŽENÍ	Hex dominant + body sizing + face sizing
KLOUBOVÉ POUZDRO HORNÍ	Hex dominant + body sizing + face sizing
KLOUBOVÉ POUZDRO DOLNÍ	Hex dominant + body sizing + face sizing
SRDCE	Hex dominant + body sizing + face sizing
HLAVNÍ ČEP	Hex dominant + sweep method + face sizing
OPĚRA ŠROUBOVÁ	Hex dominant + body sizing + face sizing
DIN 912 M20 150mm + ISO 4032 M20	Hex dominant + multibody meshing + body sizing
DIN 912 M16 150mm + ISO 4032 M16	Hex dominant + multibody meshing + body sizing
ČEP 24x160mm	Hex dominant + sweep method + face sizing
LANO 37,5 ČSN 02 4348.43	Hex dominant + sweep method + face sizing
PŘÍDRŽNÝ ČEP 50x150mm	Hex dominant + multibody meshing + body sizing

Tab. 2 Popis metod síťování (autor 2014)



Obr. 18 Ukázka sítě (autor 2014)



Obr. 19 Detail sítě lana (autor 2014)

### 3.3 Materiály numerického modelu

Materiály ze kterých se skládá funkční skupina lanového úvazku byla zvolena jako ocel třídy 16, přesněji 16 532.4. Tato ocel byla zvolena proto, aby bylo možné provést pevnostní analýzu. Parametry nutné pro numerický výpočet jsou následující.

Ocel 16 532.4

$$\begin{aligned} R_e &= 1\,370 \text{ MPa}, \quad R_m = 1\,570 \text{ MPa}, \quad E = 210 \text{ GPa}, \quad \mu = 0,3, \\ \rho &= 7850 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3} \end{aligned} \quad (13)$$

Tato ocel je určena pro vysoce namáhané strojní součásti, obrobiteľnosť nutná ke zhotovení některých dílů je dobrá. Pro dráty lana byla zvolena ocel 12 090, lano tedy vykazuje jmenovitou pevnost 1 570 MPa a únosnost alespoň 864,4 kN.

Ocel 12 090

$$\begin{aligned} R_e &= 500 \text{ MPa}, \quad R_m = 834 \text{ MPa}, \quad E = 210 \text{ GPa}, \quad \mu = 0,3, \\ \rho &= 7850 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3} \end{aligned} \quad (14)$$

Jedná se o konstrukční ocel pružinovou, zušlechťenou kalením a popouštěním, určenou pro velmi namáhané a tenké pružiny, ploché, šroubovitě a ventilové pružiny a dráty pro lana.

Všechny spojovací součásti jsou z oceli 12 040, která odpovídá třídě pevnosti 8.8. Ocel 12 040 je pro třídu pevnosti 8.8 výchozí.

Ocel 12 040

$$\begin{aligned} R_e &= 640 \text{ MPa}, \quad R_m = 800 \text{ MPa}, \quad E = 210 \text{ GPa}, \quad \mu = 0,3, \\ \rho &= 7850 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3} \end{aligned} \quad (15)$$

Název součásti	Materiál
POSTRANICE LEVÁ	16 523.4
OPĚRA ČEPOVÁ	16 523.4
POSTRANICE PRAVÁ	16 523.4
KLOUBOVÉ ULOŽENÍ	16 523.4
KLOUBOVÉ POUZDRO HORNÍ	16 523.4
KLOUBOVÉ POUZDRO DOLNÍ	16 523.4
SRDCE	16 523.4
HLAVNÍ ČEP	16 523.4
OPĚRA ŠROUBOVÁ	16 523.4
DIN 912 M20 150mm + ISO 4032 M20	12 040
DIN 912 M16 150mm + ISO 4032 M16	12 040
ČEP 24x160mm	16 523.4
LANO 37,5 ČSN 02 4348.43	12 090
PŘÍDRŽNÝ ČEP 50x150mm	16 523.4

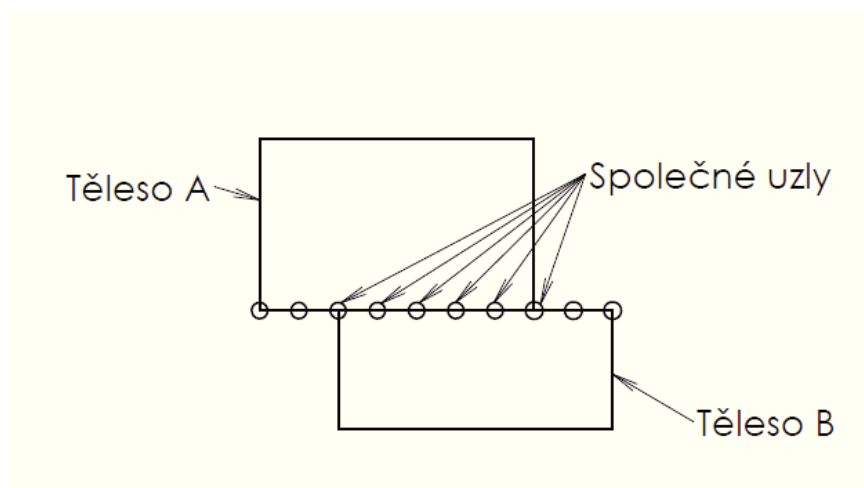
Tab. 3 Použité materiály ve výpočtovém modelu (autor 2014)



### 3.4 Definice kontaktů v numerickém modelu

V SW Ansys Workbench lze kontakty rozdělit do několika základních skupin

- 1) Bonded kontakt - jedná se o kontakt "slepením". Síť prvního tělesa se spojí se sítí druhého tělesa tak, že je nelze vůči sobě posunout, ani je od sebe nelze odlepit. Tento kontakt je lineární a klade nejmenší nároky na výpočetní čas.
- 2) No Separation kontakt - velmi podobný kontaktu bonded, jen je zde však dovoleno minimální posunutí sítí vůči sobě. Velmi limitované posunutí je zde realizováno bez tření. Používá se za předpokladu, že zatížení nezpůsobí separaci povrchů tvořících kontakt.
- 3) Rough kontakt - tento typ kontaktu dovoluje separaci povrchů tvořících kontaktní dvojici, v závislosti na zatížení. Nedovoluje však jejich posunutí vůči sobě. Třecí součinitel je definován jako nekonečný.
- 4) Frictionless kontakt - povrchy tvořící kontaktní dvojici lze vůči sobě posouvat zcela volně, součinitel tření je roven 0. Kontakt dovoluje odlepení povrchů od sebe v závislosti na zatížení. V případě pod-určeného modelu z hlediska okrajových podmínek často následně vykazuje chybu volného posuvu těles (rigid body error).
- 5) Frictional kontakt - Povrchy kontaktní dvojice se mohou po sobě posouvat v závislosti na uživatelem zadaném součiniteli tření, kontakt dovoluje povrchy od sebe odlepit v závislosti na zatížení. Tento kontakt nejlépe popisuje reálné chování materiálů v praxi. Obvykle je za hraniční hodnotu v SW FEA  $f = 0,2$ , třecí součinitele pod touto hranicí vykazují ve výsledku daleko lepší konvergenci než čísla vyšší. Je to dáno použitím Lanczosova symetrického řešiče vlastních čísel.



Obr. 20 Princip bonded kontaktu (autor 2014)

Všechny kontakty v numerickém modelu byly definovány ručně, protože automatická detekce při vyšších objemech kontaktů nemusí být vždy spolehlivá. Všechny kontakty jsou definovány jako třecí s Coulombovým modelem tření, který je definován následovně:

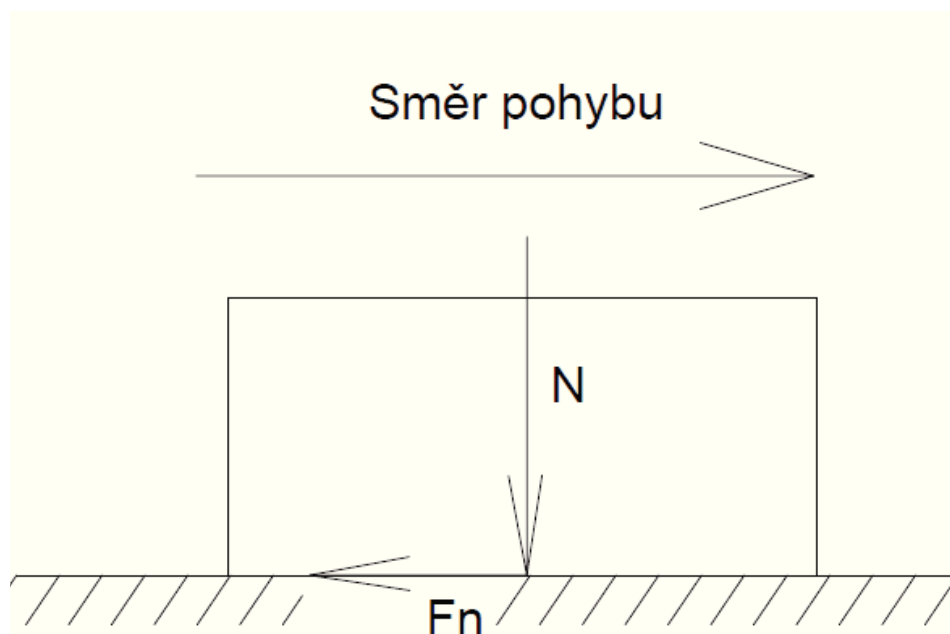
$$F_N = f \cdot N \quad (16)$$

$F_N$  [N] – Třecí síla působící proti pohybu

$f$  [–] – Součinitel smykového tření

$N$  [N] – Normálová síla působící kolmo k ploše tření

(17)

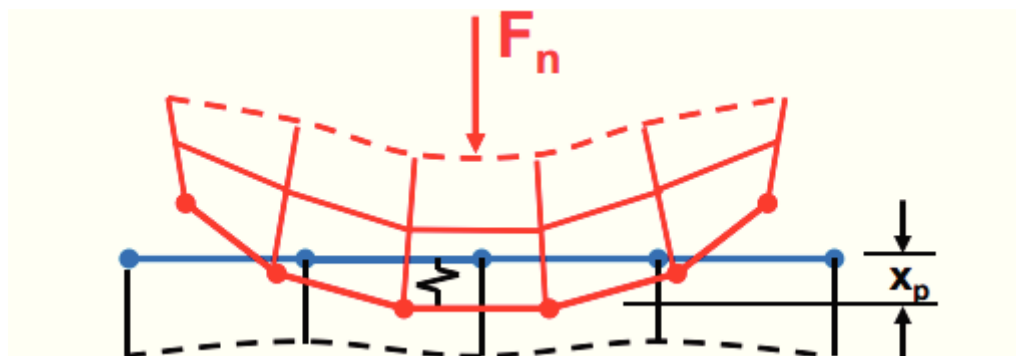


Obr. 21 Coulombovo tření (autor 2014)

Součinitel tření je fyzikální veličina, která udává poměr třecí síly a kolmé tlakové síly mezi tělesy při smykovém tření. Je závislý na materiálu těles v kontaktu, jejich povrchu a drsnosti. Coulombův model tření je jen jedním z mnoha možných. Při malých silách není tak přesný jako ostatní modely, například jako Karnoppův model, je však mnohem méně náročný na výpočet. Pro úlohu v této diplomové práci je Coulombův model naprosto dostačující.

Jako součinitel tření mezi ocelovými součástmi byl zvolen koeficient  $f_o = 0,15$ , mezi prameny lana a válcovou drážkou v opěrách  $f_l = 0,17$ .

Všechny kontakty mají nastaveno chování na Augmented Lagrange, stejně jako pure penalty je lze formulovat dle následujícího obrázku:



Obr. 22 Formulace Augmented Lagrange kontaktu (Ansys help web)

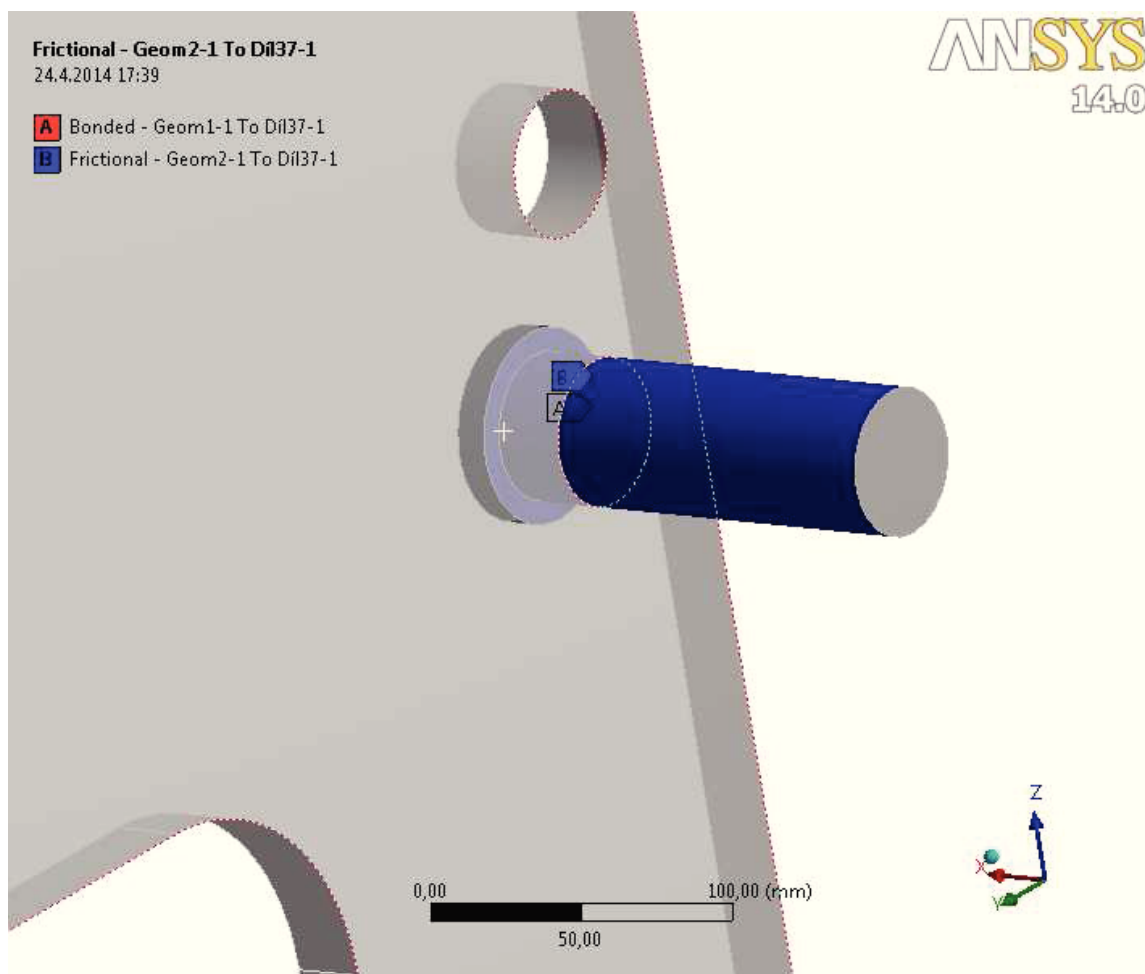
Tedy pro konečně velkou normálovou sílu  $F_n$ , je definována tuhost kontaktu  $k$ . Čím větší je tuhost kontaktu  $k$ , tím menší bude penetrace jednoho tělesa do druhého  $x_p$ . Ideálně pro nekonečně velkou tuhost kontaktu dostáváme nulovou penetraci. Vzhledem k tomu, že na penetraci je tato metoda založena, nelze toto matematicky provést. Za stavu kdy je penetrace dost malá nebo nevýznamná, jsou však výsledky poměrně přesné.

Hlavní rozdíl mezi Pure Penalty a Augmented Lagrange metodami je ve výpočtu kontaktní síly.

$$F_{normal} = k_{normal} \cdot x_{penetration} \quad (18)$$

$$F_{normal} = k_{normal} \cdot x_{penetration} + \lambda \quad (29)$$

Protože Augmented Lagrange obsahuje navíc součinitel  $\lambda$ , je tato metoda méně náchylná na velikost tuhosti kontaktu  $k_{normal}$ . Detekce penetrace je v tomto případě řízena integračními body a ne nody jako v případě metody Normal Lagrange nebo MPC. Nastavení hodnoty tuhosti kontaktu byla ponechána na hodnotě řízené SW Ansys. Součástí byly nastavením hodnoty Adjust to touch přesunuty do ideálních pozic. Bez tohoto nastavení úloha, ve které figuruje lano, nekonvergovala.



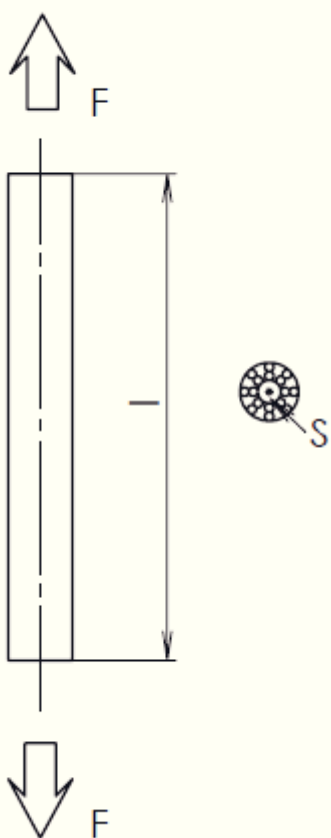
Obr. 23 Zadání kontaktů u čepů (autor 2014)

Uchycení čepů v postranici je řešeno třecím kontaktem v otvoru a bonded kontaktem při opoře o mezikruží. Tím zaručena podmínka nevypadnutí čepu a hlavně je mu zabráněno rotaci, což významně pomáhá stabilizaci výpočtu. Kvůli zjednodušení výpočtu nejsou uvažovány závlačky, díry v čepích pro závlačku jsou rovněž potlačeny, protože z pevnostního hlediska jsou zanedbatelné.

Dalším prvkem, spadajícím mezi kontakty, je spring prvek, který se nachází mezi plochami ze kterých je tvořeno lano. Jak již bylo zmíněno výše spring prvek vyžaduje zadání vlastní tuhosti, která se v tomto případě rovná tuhosti lana o stejné délce.

K výpočtu tuhosti lana se dá opět přistoupit dvěma způsoby: analyticky a numericky.

Analytický přístup využívá pro lano zjednodušené formulace pro výpočet prodloužení.



$$\Delta l = \frac{F \cdot l}{E \cdot S} \quad (20)$$

kde:  $F[N]$  – je zatěžující síla

$l[mm]$  – délka nezatíženého lana

$E[GPa]$  – modul pružnosti lana (21)

obvykle mezi 10 – 20GPa

$S[mm^2]$  – nosná plocha lana

Obr. 24 Tuhost lana (autor 2014)

Dosadíme:

$$k_l = \frac{F}{\Delta l} \quad (22)$$

Tedy:

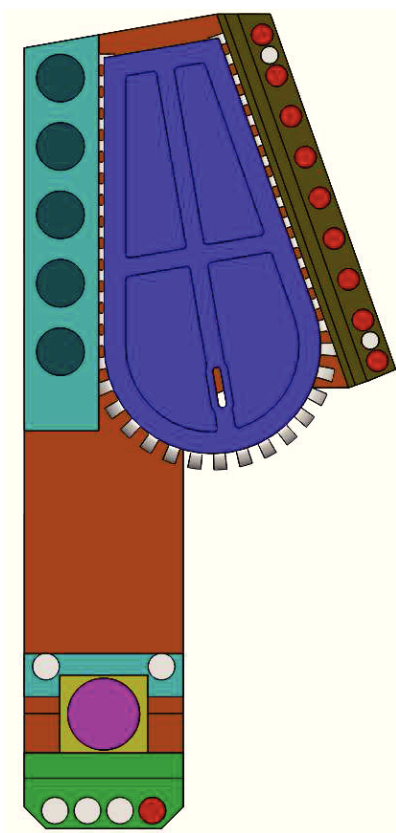
$$k_l = \frac{E \cdot S}{l} \quad (23)$$

Celková délka opásaného lana činí  $l = 1375,05$  mm. Nosná plocha lana záleží na konstrukci lana, například ocelové lano šestipramenné stočené ze 114 drátů, každý o průměru  $\Phi_D = 2,36$  mm, celkem má nosnou plochu  $S = 498,7$  mm<sup>2</sup>. Pokud tedy vezmeme v úvahu hodnotu modulu pružnosti v tahu  $E = 18GPa$ , dostaneme následující tuhost:

$$k_l = \frac{18000 \cdot 498,7}{1375,05} \quad (24)$$

$$k_l = 6528,2 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1} \quad (25)$$

Výsledkem je tuhost lana v tahu o délce 1375,05 mm, vzhledem k dělení lana na solid prvky a spring prvky je třeba nyní stanovit tuhost jednoho spring prvku. Každý má délku cca  $l_s = 15$  mm. Tedy:

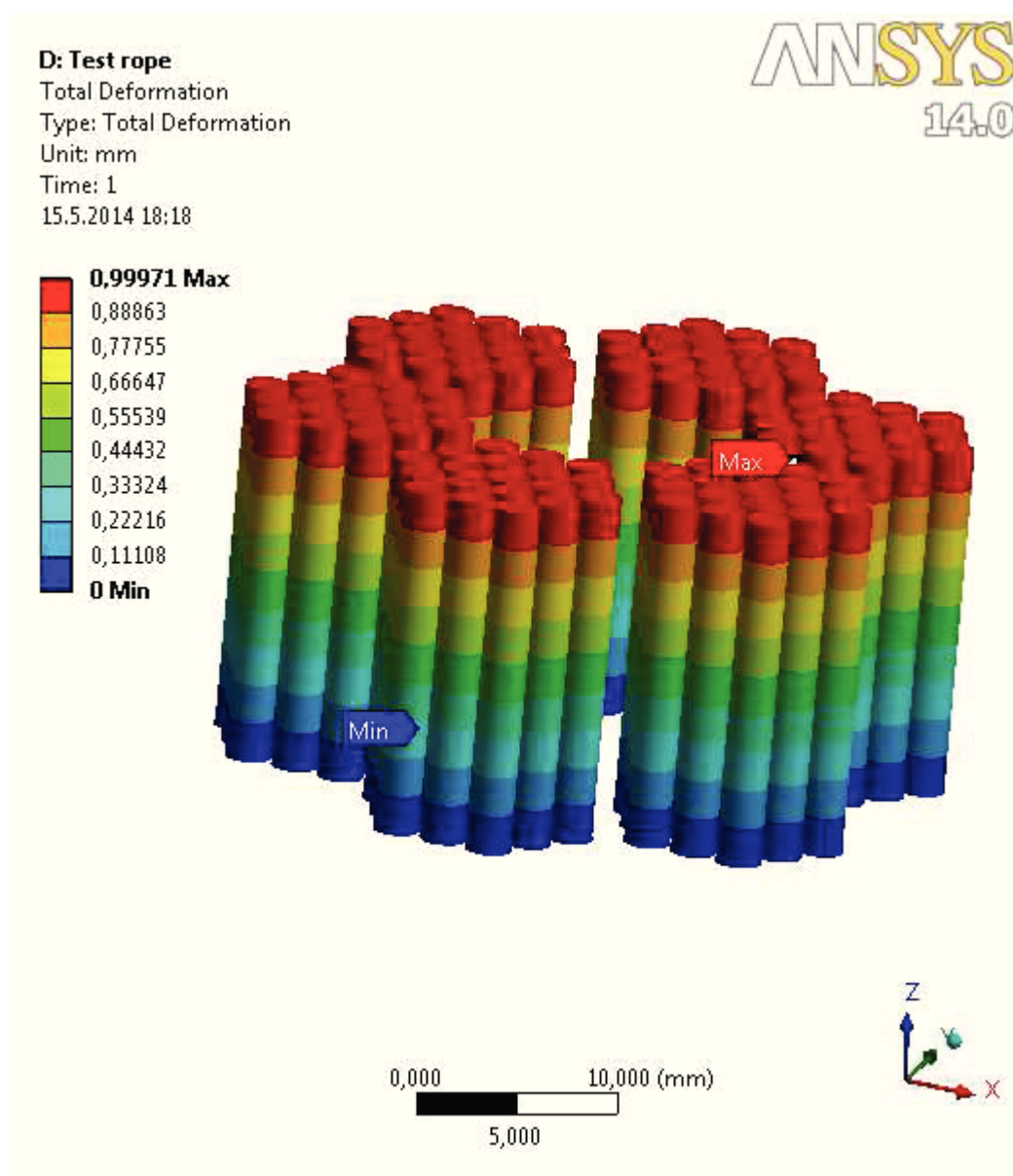


$$i = \frac{1375,05}{15} = 91,67 \cong 92 \quad (26)$$

$$k_s = 6528,2 \cdot 92 = 600\,594 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1} \quad (27)$$

Obr. 25 Počet spring prvků (autor 2014)

Tuhost pružiny byla také spočítána numericky simulovaným zatížením lana v případě modelu 2. Délka zatěžovaného vzorku odpovídala délce prvku spring tedy 15mm. Jeden konec lana byl upevněn v prostoru okrajovou podmínkou fixed na druhý konec byla aplikována síla  $F = 600\,594\text{ N}$ . Vzhledem k tomu, že v tomto modelu není napodobeno reálné chování lana - tedy velice složité chování, založené na tření pramenů o duši a drátů uvnitř pramenů, byl snížen model pružnosti v tahu z  $E = 210\text{ GPa} \rightarrow 18\text{ GPa}$ , aby výsledek korespondoval s analytickým výpočtem.



Obr. 26 Stanovení tuhosti lana (autor 2014)

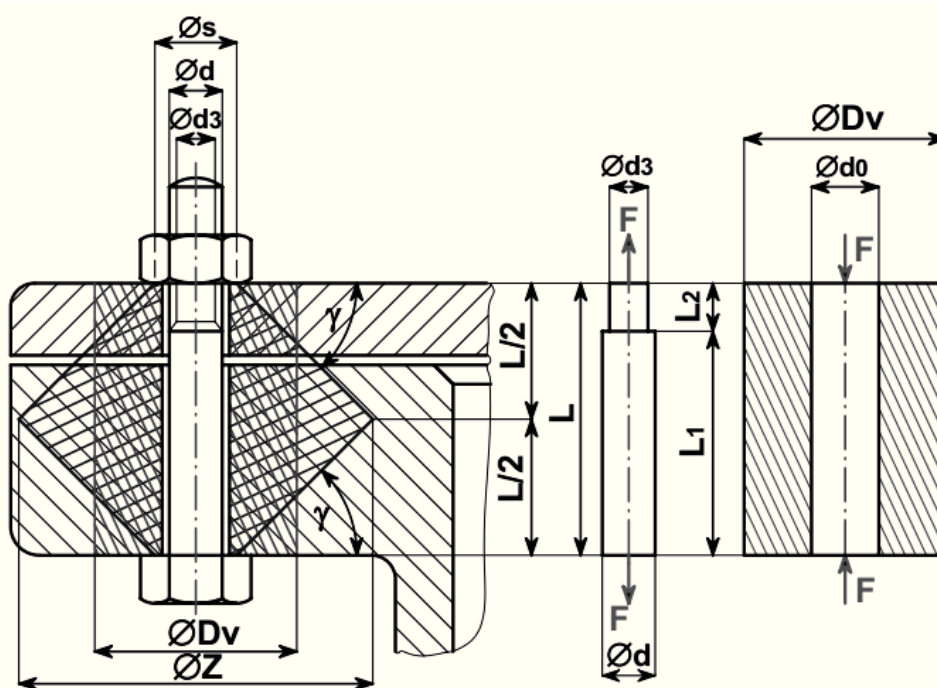


Výsledky se téměř shodují. Tuhost lana a zároveň tedy i spring elementů byla stanovena na  $k = 600,6 \text{ kN} \cdot \text{mm}^{-1}$ . Z výše zmíněných důvodů bylo zadáno i tlumení o velikosti  $\varsigma = 30\,000 \text{ N} \cdot \text{s} \cdot \text{mm}^{-1}$ .

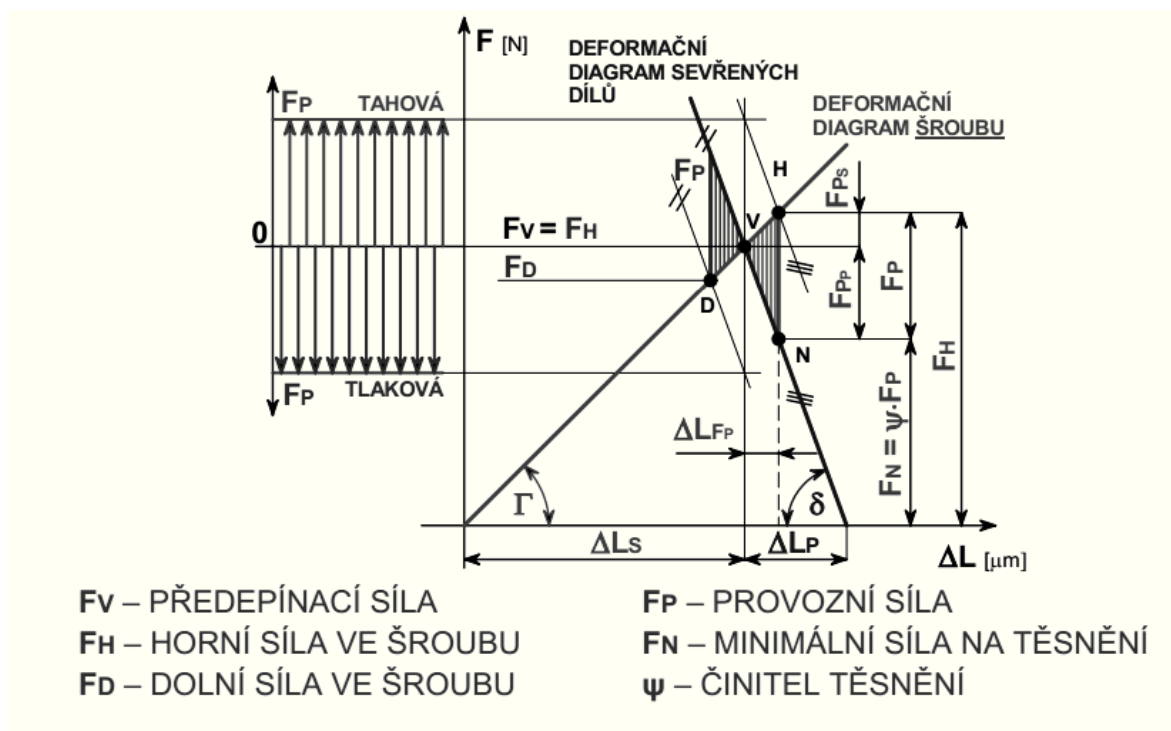
### 3.5 Šroubová spojení

Tato kapitola stanoví velikost předpětí šroubových spojů, které se na funkční skupině lanového úvazku nachází. Stejně jako v realitě je funkce lanového úvazku umožněna správně předepnutými šroubovými spoji.

Utahení šroubů utahovacím kroutícím momentem v nich vyvozuje osovou sílu. Osová síla předepne šroub v jeho uložení, způsobuje stáhnutí a fixaci sešroubovaných součástí a zároveň zabraňuje samovolnému povolení šroubového spoje.



Obr. 27 Model šroubového spoje (autor 2014)



Obr. 28 Deformační diagram šroubového spoje (autor 2014)

Osová síla ve šroubech byla stanovena jednoduchým výpočtem dle dokumentace výrobce z hodnoty utahovacího momentu.

$$M_1 = F_0 \cdot f_3 \cdot \frac{D}{2} \quad (28)$$

$$M_2 = F_0 \cdot \frac{f_2}{\cos \frac{\alpha}{2}} \cdot \frac{d_2}{2} \quad (29)$$

$$f' = \frac{f_2}{\cos \frac{\alpha}{2}} \quad (30)$$

$$\vartheta = \arctan f' \quad (31)$$

$$M_3 = F_0 \cdot \tan \beta \cdot \frac{d_2}{2} \quad (32)$$

$$\beta = \arctan \frac{p}{\pi \cdot d} \quad (33)$$

$$M_u = F_0 \cdot \left[ f_3 \cdot \frac{D}{2} + \tan(\vartheta + \beta) \cdot \frac{d_2}{2} \right] \quad (34)$$

$$F_0 = \frac{M_u}{\left[ f_3 \cdot \frac{D}{2} + \tan(\vartheta + \beta) \cdot \frac{d_2}{2} \right]} \quad (35)$$

$M_u$  [Nm] – utahovací moment

$d_2$  [m] – střední průměr závitu

$M_1$  [Nm] – třecí moment mezi hlavou šroubu a podložkou

$d_3$  [m] – malý průměr závitu

$M_2$  [Nm] – třecí moment na závitu

$D$  [m] – roztečný průměr třecí plochy  $\frac{\text{matice}}{\text{šroub}}$

$M_3$  [Nm] – moment převedený na osovou sílu

$\beta$  [deg] – úhel stoupání závitu

$F_o$  [N] – osová síla

$f_2$  [–] – součinitel smykového tření v závitu

$\alpha$  [deg] – vrcholový úhel závitu

$f_3$  [–] – součinitel smyk. tření mezi maticí a pod.

$p$  [m] – rozteč závitu

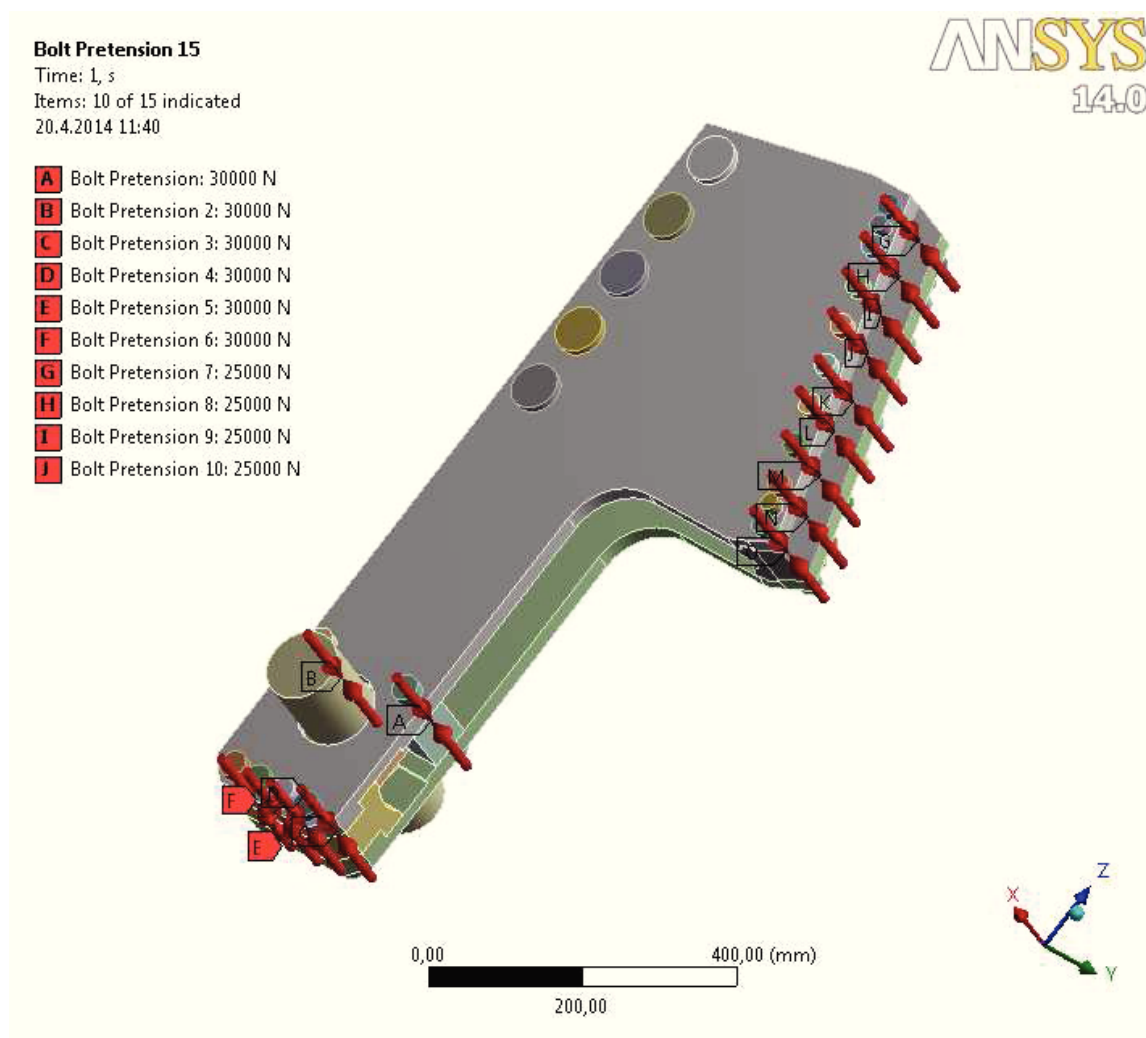
(36)

Osově síly tedy byly stanoveny na:

Šroubové spojení DIN 912 M16 150mm + ISO 4032 M16 25kN

Šroubové spojení DIN 912 M20 150mm + ISO 4032 M20 30kN

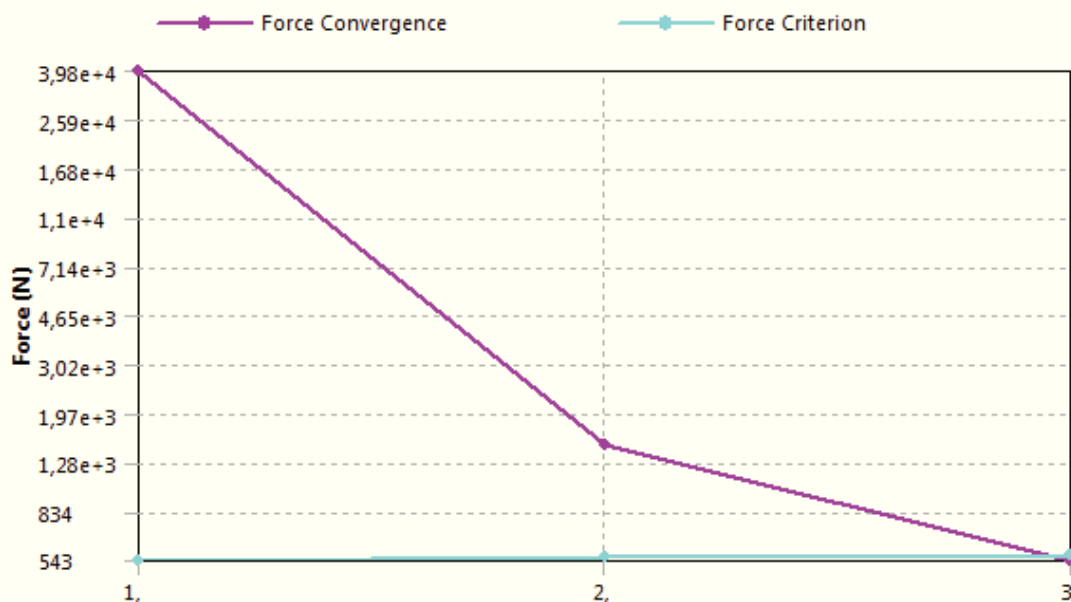
V prostředí SW Ansys WorkBench, je zadání předpětí šroubů značně zjednodušeno. Po vybrání válcové plochy je umožněno zadat hodnotu předpětí v jednotkách N nebo v mm, kde počet mm znamená zkrácení aktivní délky šroubového spoje utahováním matice. Pokud není šroubový spoj modelován jako jeden osazený válec, je doporučeno matici se šroubem spojit pomocí kontaktu bonded.



Obr. 29 Zadání předpětí šroubů (autor 2014)

## 4 Pevnostní analýzy

### 4.1 Výpočet při zatížení plynoucího z předpětí šroubů díky jejich utažení



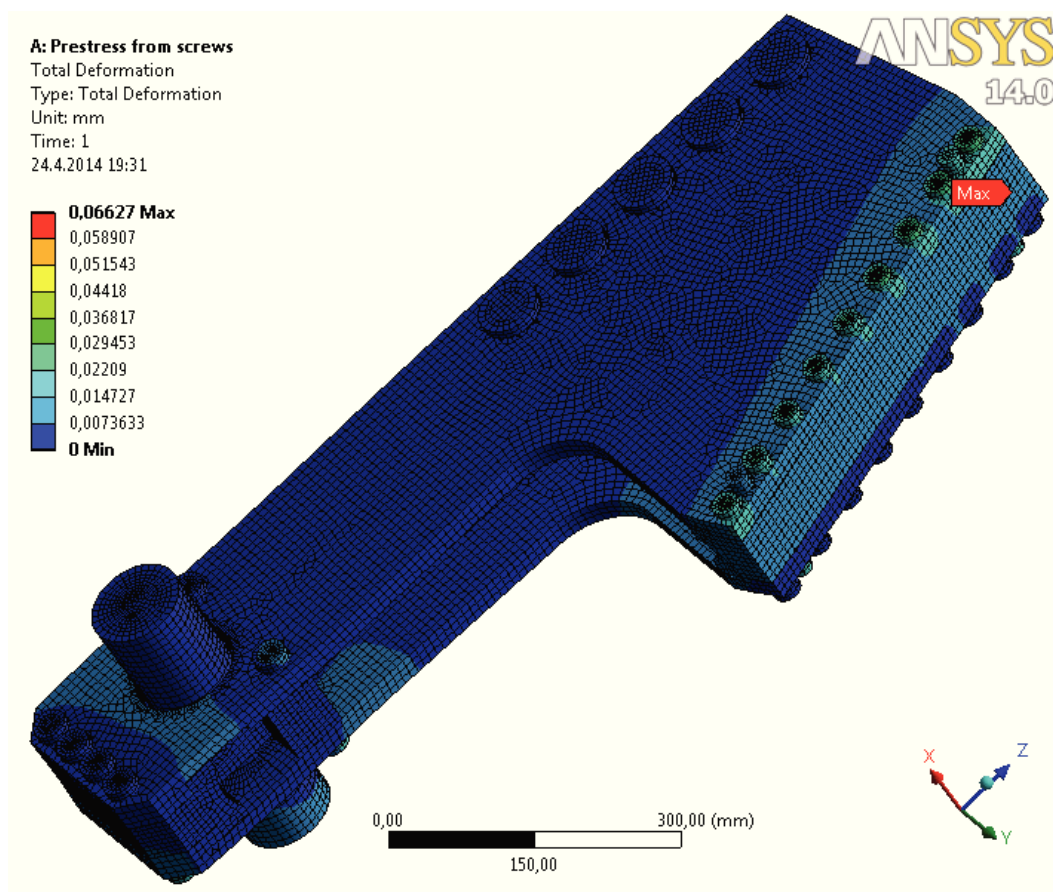
Obr. 30 Graf konvergence prvního výpočtu (autor 2014)

Díky vhodně zadané úloze, byl čas výpočtu poměrně krátký. Při kontrole deformací, lze pozorovat jistou nerovnoměrnost, oproti očekávané představě rovinné souměrnosti. To je z části dáno nesouměrnou fixací funkční skupiny lanového úvazku a z části zadáním okrajových podmínek šroubů. Pokud se však podíváme na měřítko deformace, kde maximum dosahuje 0,06mm a oblasti nesouměrnosti se pohybují okolo 0,01mm, lze takovouto chybu zanedbat. Vzhledem k opravdu malým deformacím lze výpočet brát za směrodatný i s lineárním zjednodušením - nastavením řešiče volbou small deflection.

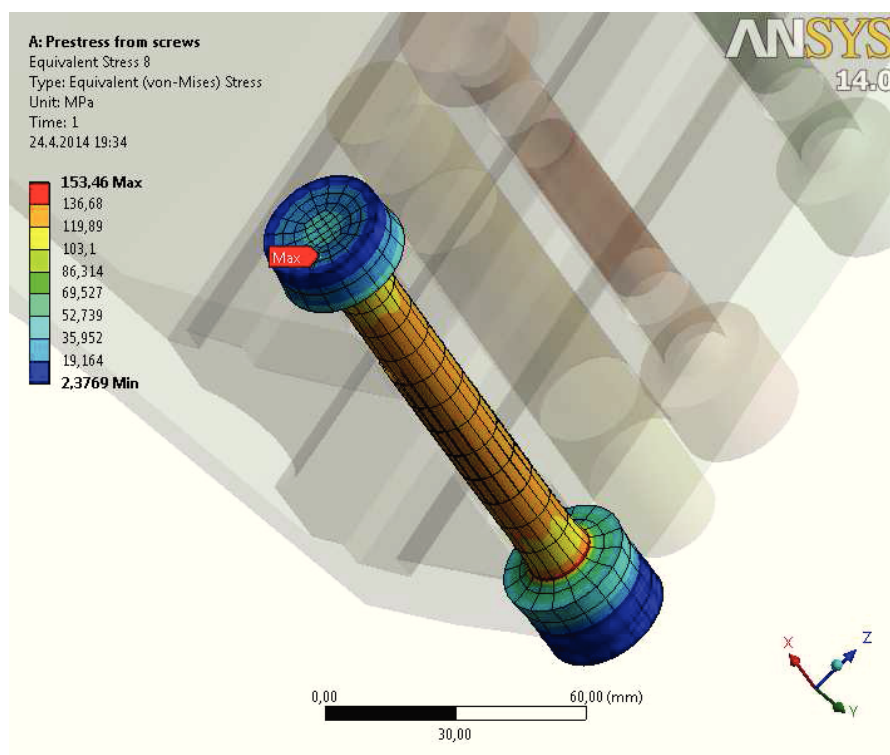
Pokud se podíváme na obrázky číslo 34 a 35, lze si všimnou již výborné symetrie díky daleko větším gradientům v oblasti sruženého napětí po celé funkční skupině lanového úvazku. Dle očekávání se nejvyšší napětí vyskytuje v místě osazení šroubu, a jeho hodnota je 153,46 MPa. Což je hluboko pod mezí kluzu daného materiálu šroubového spoje.

Okrajové podmínky jsou dány zatížením plynoucím z předpětí utažených šroubů a fixací celé soustavy lanového úvazku v prostoru. Je třeba fixovat celý lanový úvazek v prostoru tak, aby v ideálním případě nedošlo k ovlivnění vnitřních silových účinků samotnou fixací. Nejlepším řešením je výběr místa, ve kterém nepředpokládáme žádnou deformaci.





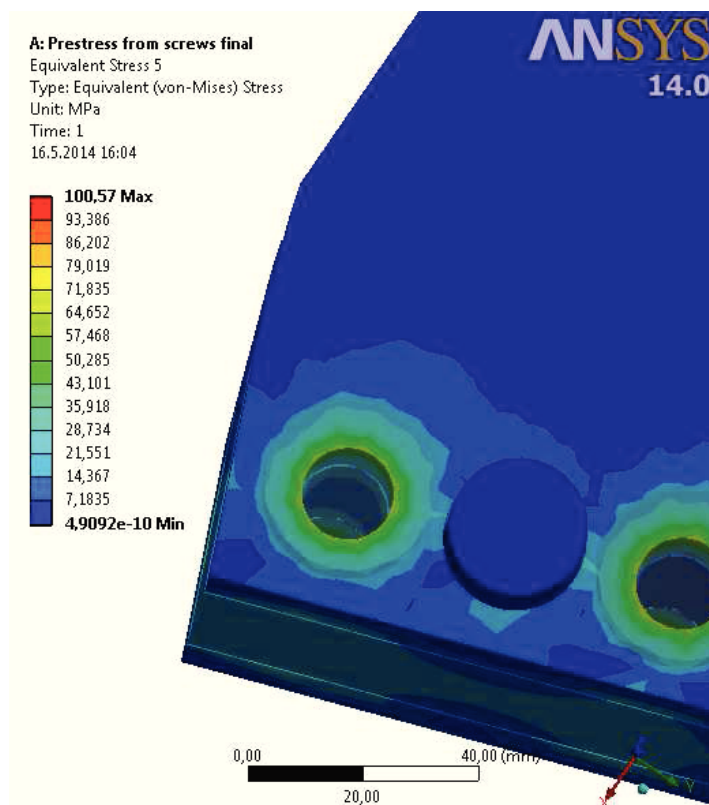
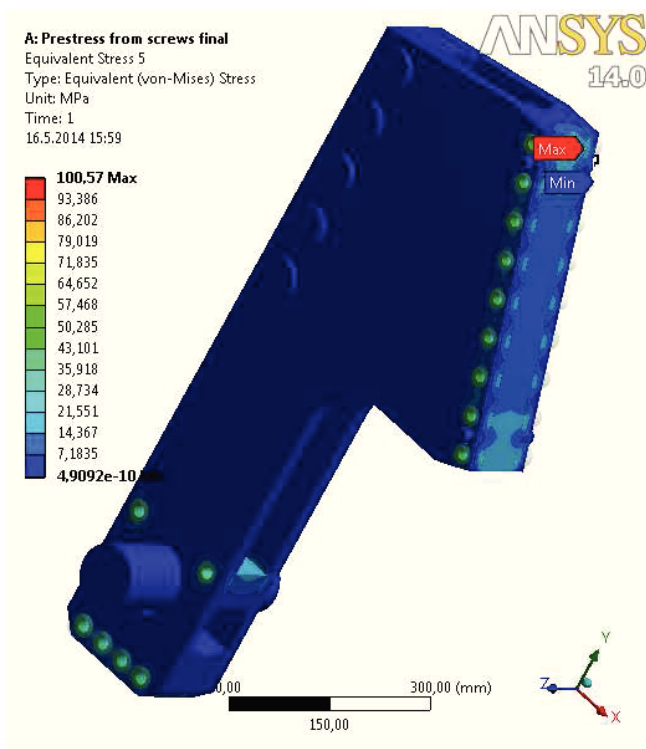
Obr. 32 Celková deformace (autor 2014)



Obr. 33 Redukované napětí von Miseses na šroubovém spoji (autor 2014)



Maximální sdružené napětí dle hypotézy von Miseses ve funkčním celku lanového úvazku mimo šroubové spoje je 100,57 MPa. Je to však pouze špičková hodnota na hraně šroubového spoje.



Obr. 34 a 35 Kombinované napětí von Miseses bez vykreslení na šroubových spojih (autor 2014)



V detailu je již hezky vidět, že hodnota napětí kolem kraje šroubového spoje značně klesá a lze se tak domnívat že špička napětí je tvořena hranou sítě při kontaktu. Hodnota brána v úvahu jako maximum je tedy cca 65 MPa.

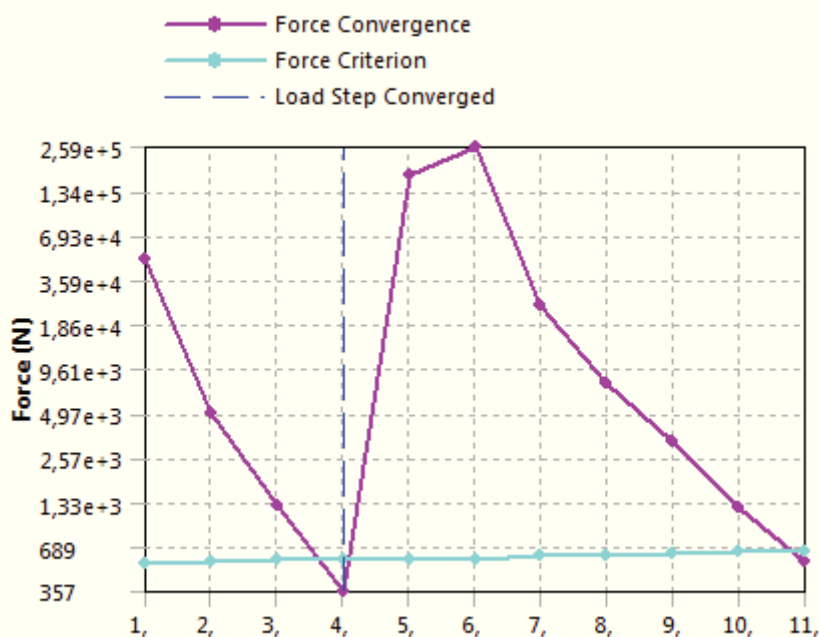
Vzhledem k tomu, že všechny zatěžující síly v tomto případě pocházeli od šroubových spojení, nebylo třeba měnit počet kroků na který, by byla úloha rozdělena tak, jako v následujících případech.

Část úvazku	Materiál	Maximální sružené napětí von Miseses [MPa]	Maximální dovolené napětí (mez kluzu) [MPa]	Bezpečnost	Minimální bezpečnost
postranice	16 523.4	100,57	1370	13,62	6
opěra čepová	16 523.4	2,83	1370	483,28	6
opěra šroubová	16 523.4	21,34	1370	64,20	6
kloubové uložení	16 523.4	1,09	1370	1254,58	6
kloubové pouzdro horní	16 523.4	20,18	1370	67,91	6
kloubové pouzdro dolní	16 523.4	18,65	1370	73,45	6
srdce	16 523.4	---	1370	---	6
hlavní čep	16 523.4	0,31	1370	4375,60	6
šroubové spoje	12 040	183,46	640	3,69	2
čepy opěry	16 523.4	1,57	1370	872,00	6
čepy přídržné	16 523.4	4,16	1370	329,11	6

Tab. 4 Výsledky pevnostní analýzy prvního výpočtu (autor 2014)

I při akceptaci špičkového napětí, je po utažení všech šroubů minimální hodnota bezpečnosti v součástech lanového úvazku mimo šrouby 13,62. Vzhledem k minimální statické bezpečnosti 6 je toto vyhovující.

## 4.2 Výpočet při aplikaci zatížení z analytické úlohy

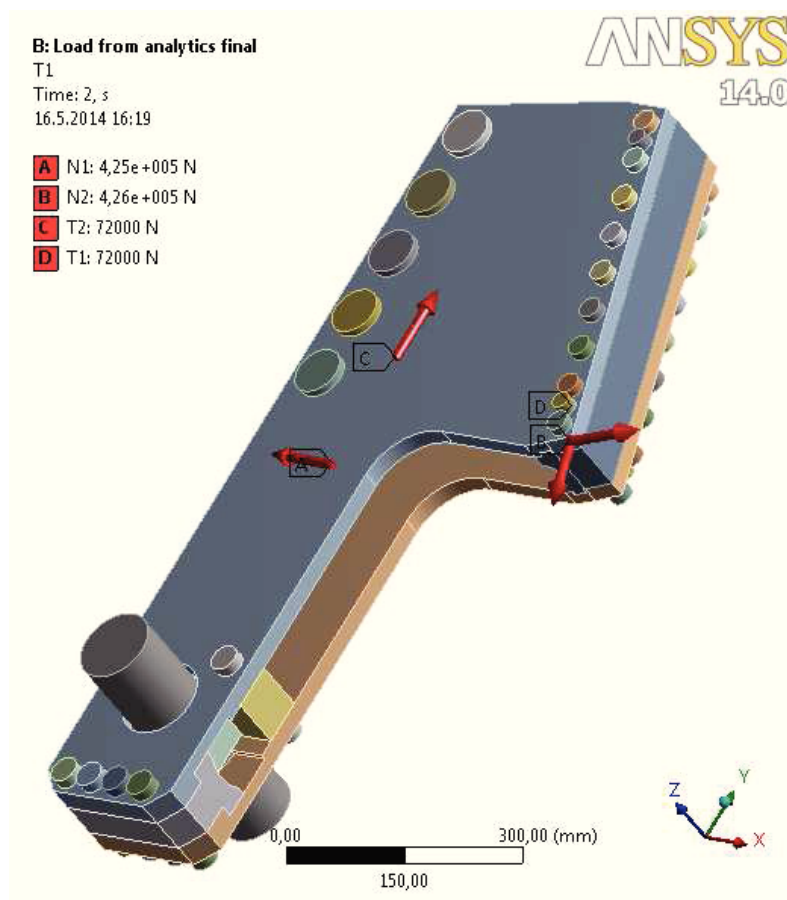


Obr. 36 Graf konvergence druhého výpočtu (autor 2014)

V této úloze přibyl zatížení pocházející od aplikace sil, které byly zjištěny analytickým výpočtem na začátku práce. Konkrétně se jedná o normálové a třecí síly:

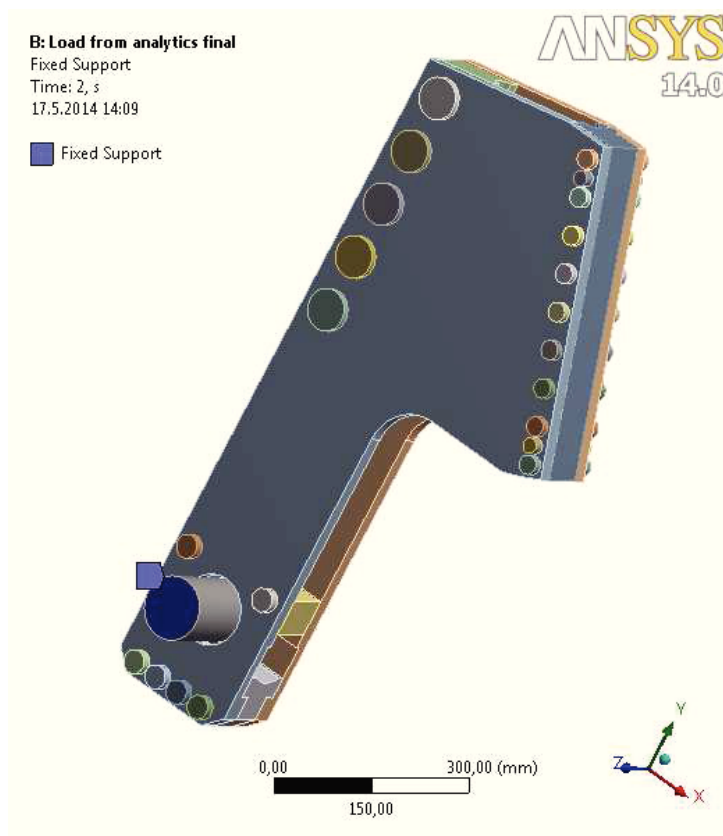
$$N_1 = 425kN, \quad T_1 = 72kN, \quad N_2 = 426kN, \quad T_2 = 72kN \quad (24)$$

Jejich aplikaci můžete vidět na následujícím obrázku, předpětí ve šroubech zůstalo beze změny z první úlohy.



Obr. 37 Ukázka aplikace zatěžujících sil (autor 2014)

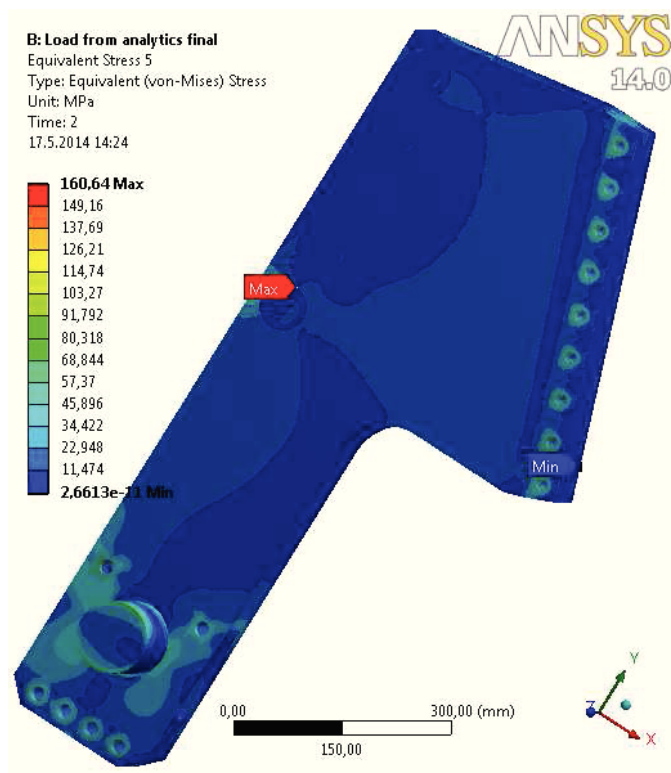
Místo na kterém síly působí, jsou v obou případech drážky kruhového profilu opěr, tedy místa kde se lano dotýká opěr. Místo fixace lanového úvazku bylo přesunuto na koncové plochy hlavního čepu, jak lze vidět na následujícím obrázku.



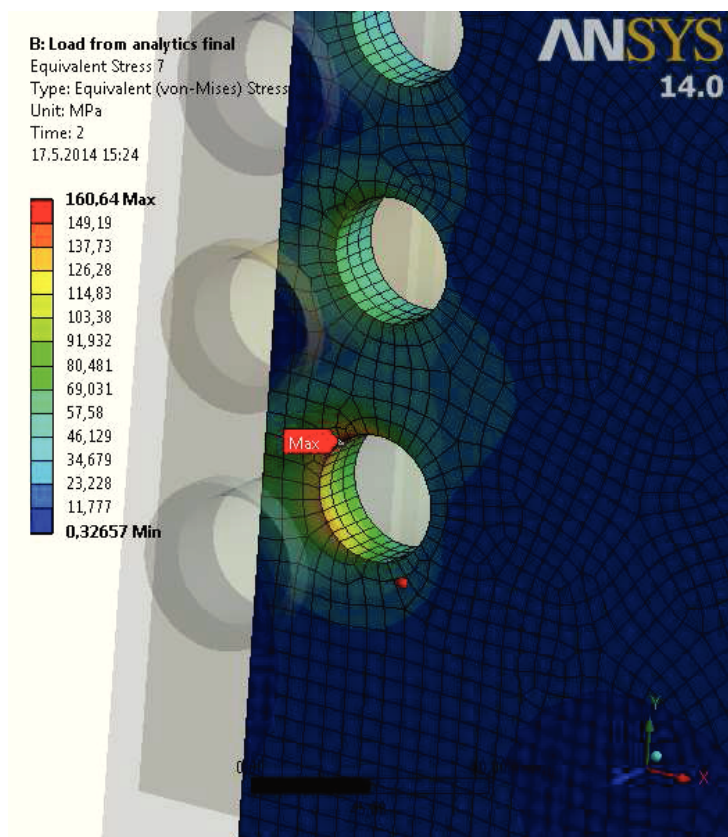
Obr. 38 Ukázka fixace lanového úvazku v prostoru (autor 2014)

Zde již bylo třeba výpočet rozdělit na dvě části, tedy na část ve které dojde k utažení všech šroubů a tím vyvození předpětí, které je nutné pro správnou funkci úvazku a na část, kde se již aplikují zatěžující síly z analytického výpočtu.

Jak lze vyčíst z následujícího obrázku, zobrazujícího výsledné sdružené napětí von Mises, napětí je již distribuováno po celém objemu úvazku což značí vhodně zvolenou geometrii a využití materiálu. Maximum sdruženého napětí zde dosahuje hodnot 161 MPa, tato špička se objevuje jako kontaktní napětí v místě styku vedlejších čepů a postranice přenášejících částí  $N_1 = 425 \text{ kN}$  a  $T_2 = 72 \text{ kN}$ .

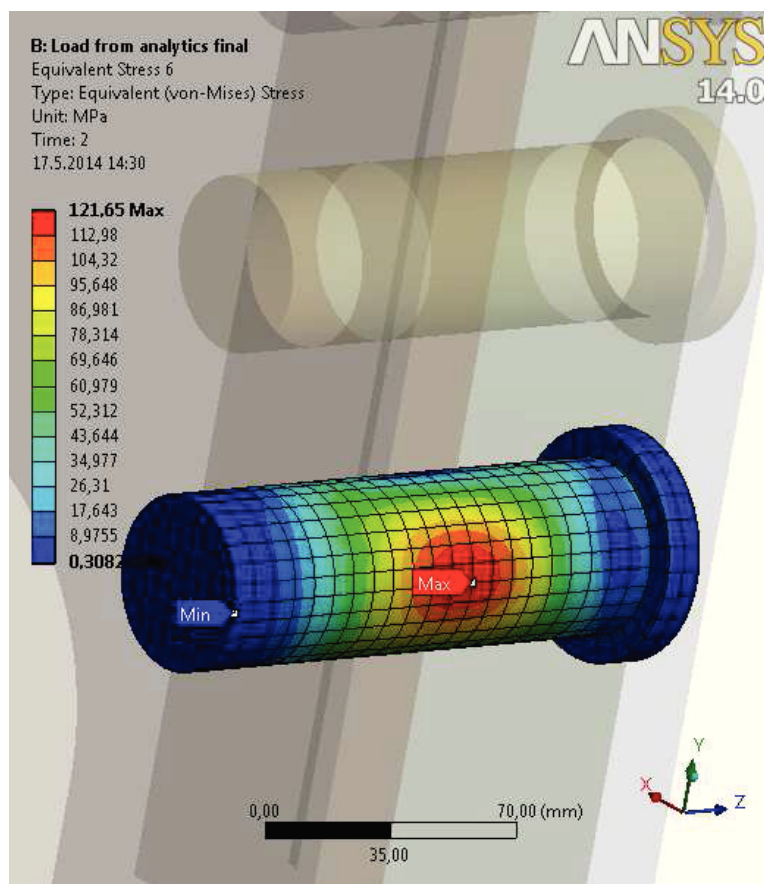


Obr. 39 Redukované napětí von Mises bez šroubových spojení (autor 2014)



Obr. 40 Špičková hodnota redukovaného napětí von Mises na postranici (autor 2014)

Za zmínku stojí velice věrohodně vykreslený detail kontaktního napětí na dolním pomocném čepu, znázorňující kontakt mezi pomocným čepem a čepovou opěrou, který by v ideálním případě měl být sinus funkcí souřadnice  $\varphi$ , tedy obvodu čepu.



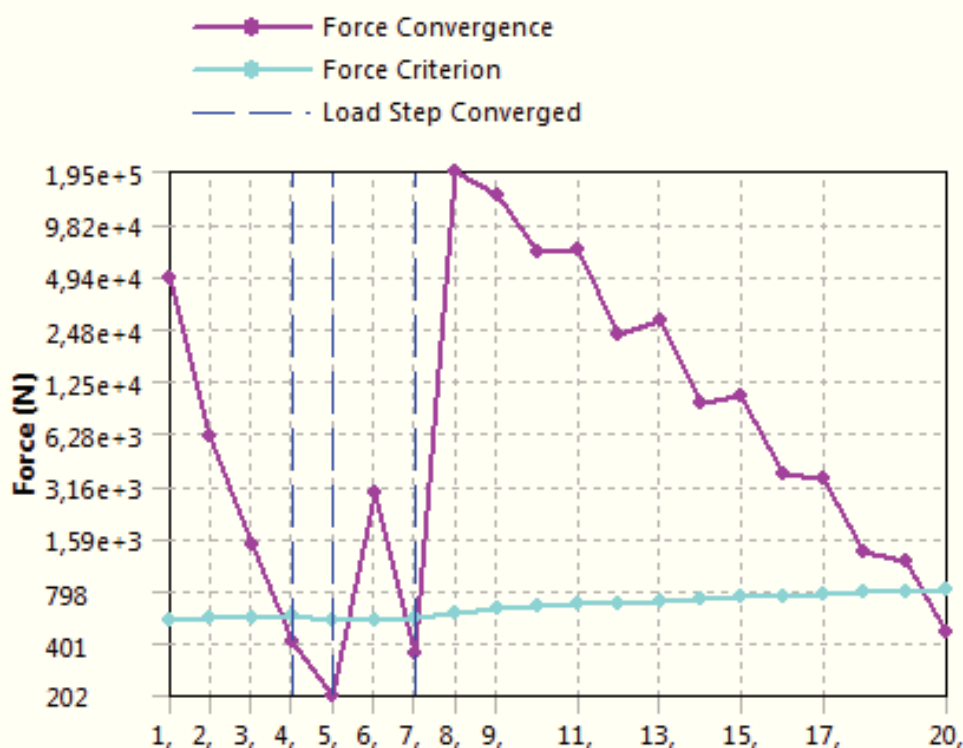
Obr. 41 Hodnota redukovaného napětí von Mises na čepu opěry (autor 2014)

Část úvazku	Materiál	Maximální sdužené napětí von Mises [MPa]	Maximální dovolené napětí (mez kluzu) [MPa]	Bezpečnost	Minimální bezpečnost
postranice	16 523.4	160,64	1370	8,53	6
opěra čepová	16 523.4	141,78	1370	9,66	6
opěra šroubová	16 523.4	97,46	1370	14,06	6
kloubové uložení	16 523.4	71,41	1370	19,19	6
kloubové pouzdro horní	16 523.4	22,14	1370	61,87	6
kloubové pouzdro dolní	16 523.4	40,60	1370	33,75	6
srdce	16 523.4	---	1370	---	6
hlavní čep	16 523.4	87,69	1370	15,62	6
šroubové spoje	12 040	190,14	640	3,69	2
čepy opěry	16 523.4	121,65	1370	11,26	6
čepy přídržné	16 523.4	12,71	1370	107,77	6

Tab. 5 Výsledky pevnostní analýzy druhého výpočtu (autor 2014)

Dle předchozí tabulky, shrnující výsledky výpočtu se potvrdil předpokládaný nárůst napětí v součástech přenášejících přidané zatížení. Bezpečnosti se snížili až na hodnotu 8,53. Je však nutno poznamenat, že opět byly brány v úvahu špičkové hodnoty redukovaného napětí, související spíše s konečno-prvkovou sítí než s reálným stavem. Ve skutečnosti by tedy byla bezpečnost vyšší.

## 4.3 Výpočet při zatížení plynoucím čistě z kontaktů lano-lanový úvazek



Obr. 42 Graf konvergence třetího výpočtu (autor 2014)

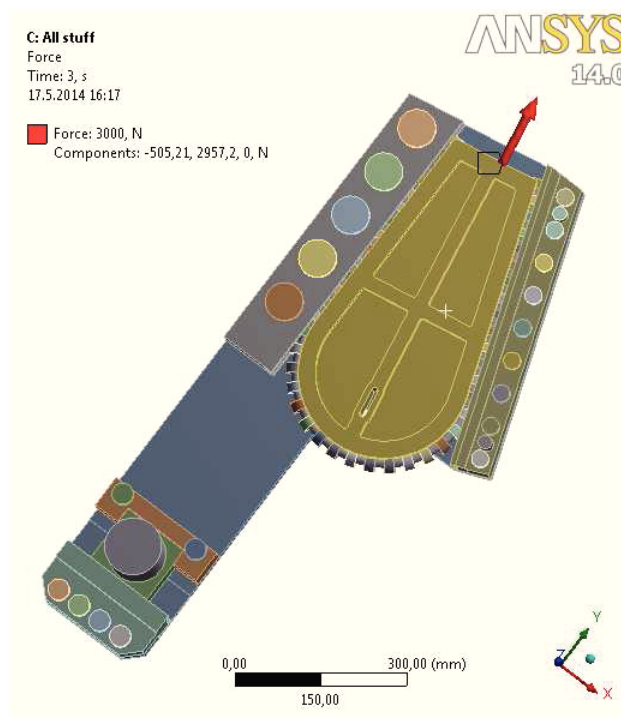
Jak lze vidět na grafu konvergence úlohy, zde byla úloha rozdělena na 4 výpočetní kroky.

Čas [s]	Akce
0-1	čas pro aktivaci kontaktů
1-2	zatížení úlohy šroubovými spoji
2-3	zatížení srdce pro aktivaci kontaktů lana
3-4	zatížení lana zatěžovací silou 150 kN

Tab. 6 Rozpis časových kroků (autor 2014)

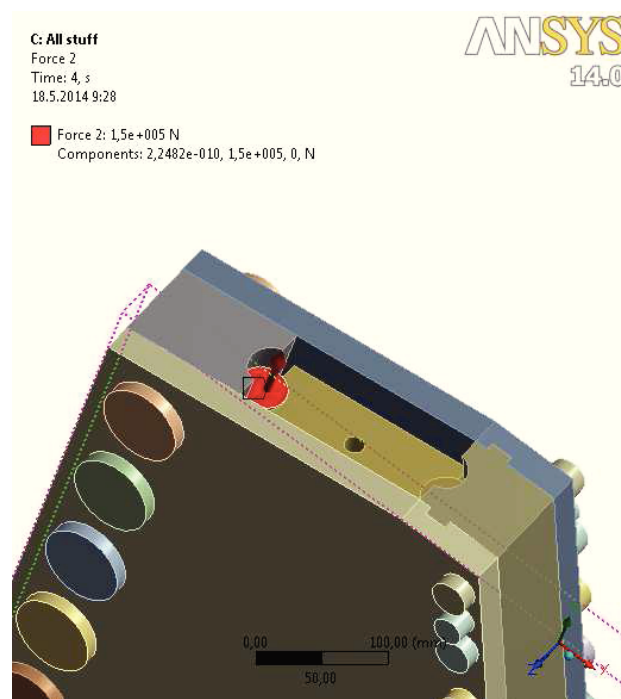
Vzhledem k tomu, že Ansys Workbench má vnitřně nastaven výpočet předpětí šroubů na čas 1-2s, tedy na druhý krok výchozího nastavení, bylo toho výhodně využito. Následně bylo srdce vtáhnuto silou  $F_{srdce} = 3000 \text{ N}$  do úvazku tak, aby byly inicializovány třecí kontakty lano - srdce - opěry. Bez tohoto nastavení nebylo možné úlohu vyřešit a pokus o výpočet opakovaně končil chybou „rigid body motion“. Sílu je třeba volit dostatečně velkou, tak aby výpočet konvergoval, ale nevýznamně malou ve srovnání s ostatními silami.



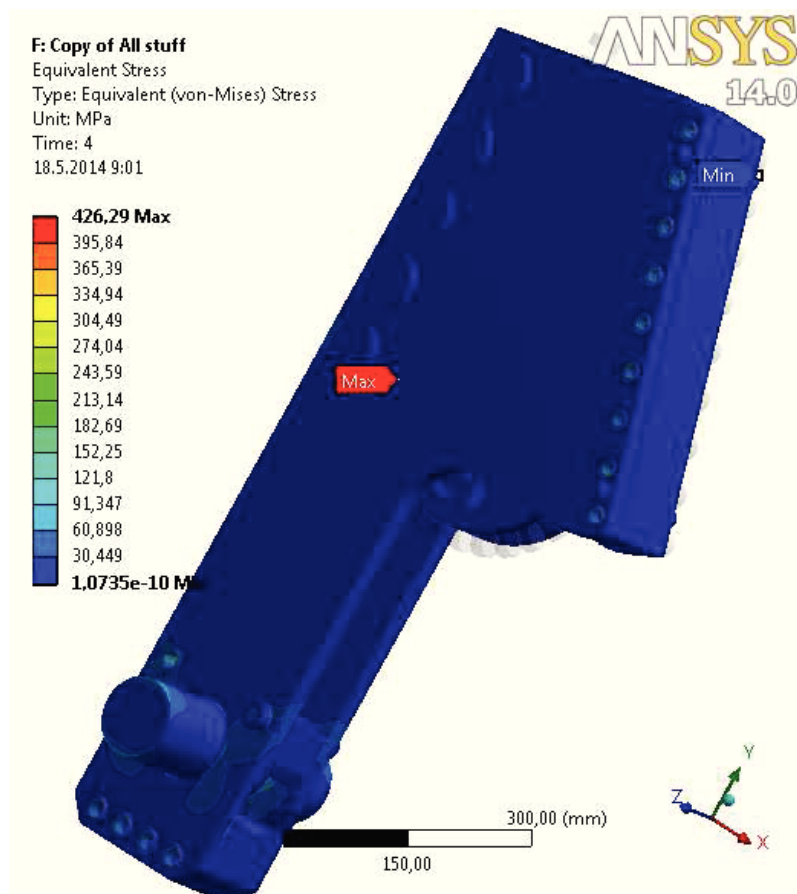


Obr. 43 Ukázka aplikace síly na srdce ve třetím kroku (autor 2014)

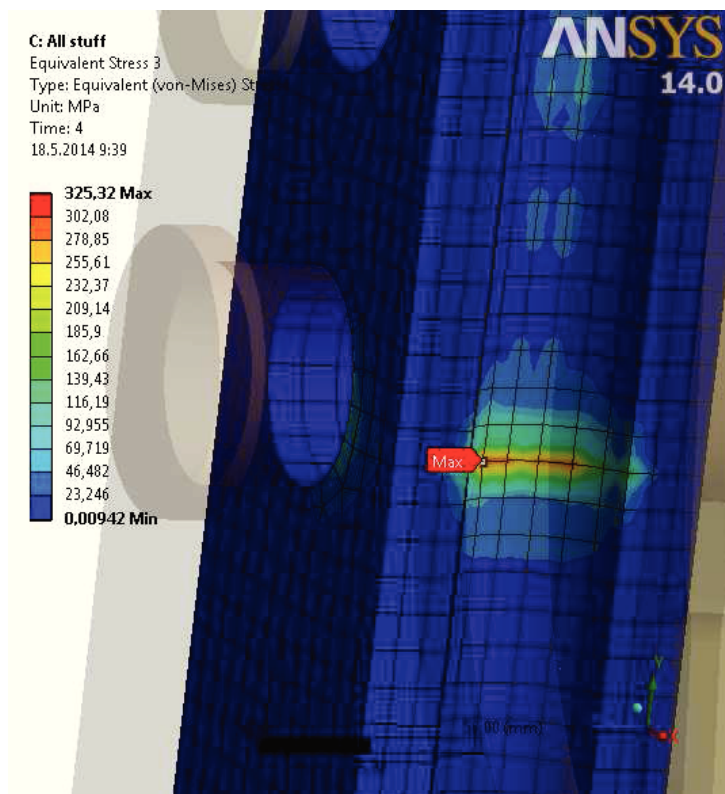
Dle předcházející tabulky v čase 3-4s byla aplikována na lano síla o velikosti  $F_{Lano} = 150 \text{ kN}$ . Tato síla je dle očekávání zachycena třecími kontakty a převedena na opěry a srdce lanového úvazku. Následně pomocí postranic přes kloubového uložení až na hlavní čep.



Obr. 44 Ukázka aplikace síly aplikované na lano ve čtvrtém kroku (autor 2014)

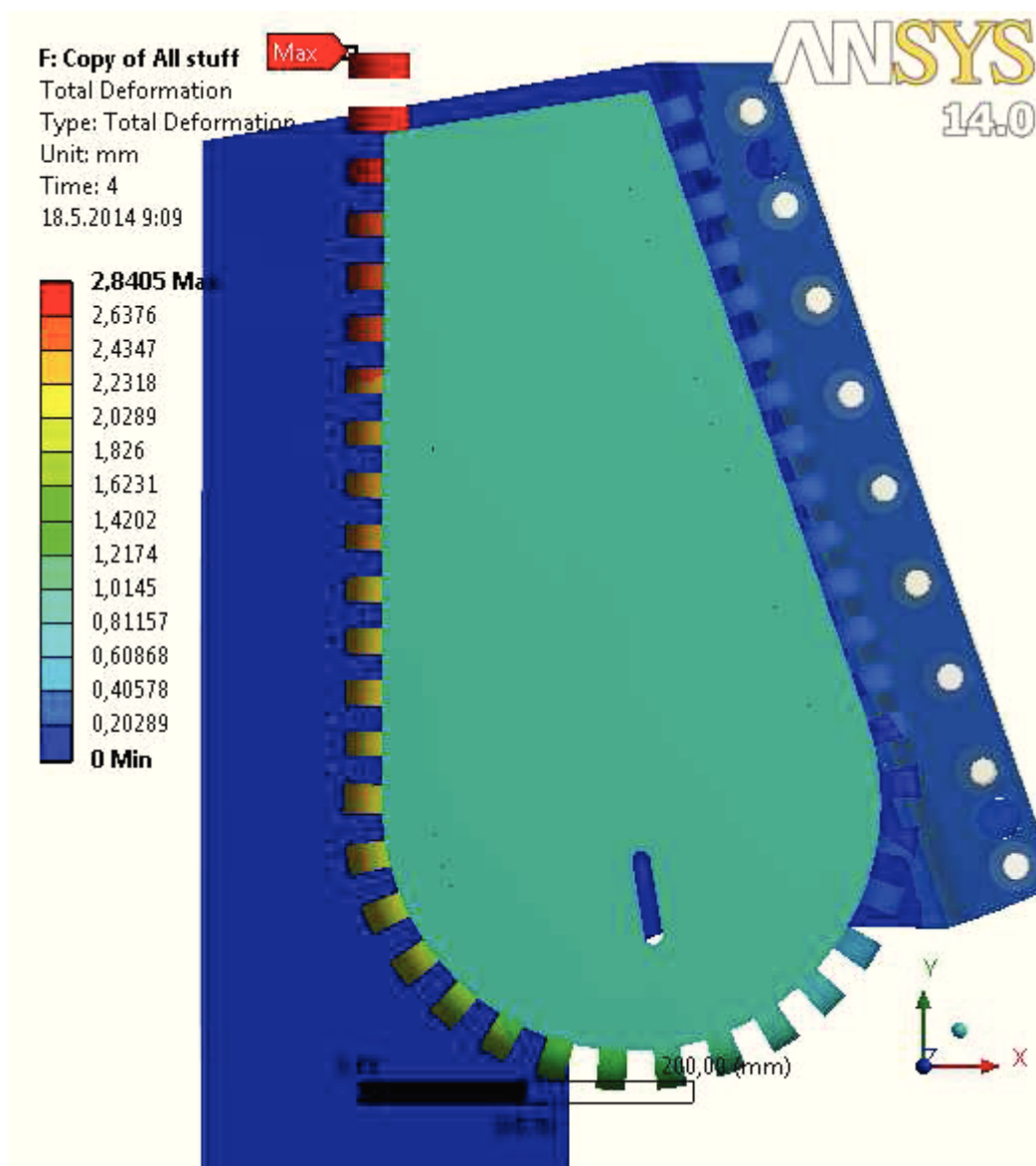


Obr. 45 Redukované napětí von Miseses ve třetím výpočtu (autor 2014)



Obr. 46 Špičková hodnota redukovaného napětí von Miseses na čepové opěře (autor 2014)

Jak lze vidět na předchozích obrázcích, zde výsledek neodpovídá realitě, protože zde došlo k zařiznutí hrany dílku lana do opěry. Ve skutečnosti zde samozřejmě žádná hrana není, protože lano je spojité. Problém by se dal řešit jiným rozdělením lana, tak aby první zakřivený díl neměl svůj začátek nerovnoběžný s drážkou.



Obr. 47 Globální posunutí lana ve třetím výpočtu (autor 2014)

V předchozím obrázku se lze všimnout realistického vykreslení posunutí, kde lano na zatížené straně prokluzuje a natahuje se, až do momentu, kdy třecí kontakty postupně odeberou tahovou energii lanu a dokážou ho již plně zastavit na místě. Zde celkové prodloužení lana samozřejmě neodpovídá výpočtu, protože se nepočítá s volnou neovlivněnou délkou lana.

Pokud nyní vezmeme v úvahu výsledky reálné, tedy maximum způsobené kontaktním tlakem na hranu sítě ignorujeme, dostaneme hodnoty zapsané v následující tabulce. V takovém případě je vhodné se odečítat hodnoty ve větší vzdálenosti od špičky napětí např. o jeden až dva elementy, záleží na situaci.

Část úvazku	Materiál	Maximální sružené napětí von Mises [MPa]	Maximální dovolené napětí (mez kluzu) [MPa]	Bezpečnost	Minimální bezpečnost
postranice	16 523.4	123,38	1370	11,10	6
opěra čepová	16 523.4	137,15	1370	9,99	6
opěra šroubová	16 523.4	153,04	1370	8,95	6
kloubové uložení	16 523.4	51,48	1370	26,61	6
kloubové pouzdro horní	16 523.4	20,65	1370	66,35	6
kloubové pouzdro dolní	16 523.4	36,90	1370	37,13	6
srdce	16 523.4	128,08	1370	10,70	6
hlavní čep	16 523.4	90,41	1370	15,15	6
šroubové spoje	12 040	219,62	640	2,91	2
čepy opěry	16 523.4	63,03	1370	21,73	6
čepy přídržné	16 523.4	10,78	1370	127,11	6

Tab. 7 Výsledky pevnostní analýzy třetího výpočtu (autor 2014)

Pokud by tedy části lanového úvazky byly vyrobeny z materiálu 16 523.4, jak je předjímano, splnili by legislativní otázku bezpečnosti a po nutných praktických zkouškách popsaných v úvodu v kapitole legislativa a bezpečnost, by směl lanový úvazek vyrábět komerčně. Nejmenší koeficient bezpečnosti je v tomto případě 8,95.

## 5 Porovnání výsledků

Pro úplnost je v této kapitole uvedena tabulka, znázorňující procentuální rozdíly mezi druhým a třetím výpočtovým konceptem. Tedy mezi zatížením aplikovaným na lanový úvazek pocházejícím z analytického výpočtu a mezi plně numerickým výpočtem kde zatížení generuje tření mezi lanem a opěrami a srdcem.

Část úvazku	Maximální sdružené napětí von Miseses [MPa] Výsledky B	Maximální sdružené napětí von Miseses [MPa] Výsledky C	rozdíl [%]
postranice	160,64	123,38	23,19
opěra čepová	141,78	137,15	3,27
opěra šroubová	97,46	153,04	-57,03
kloubové uložení	71,41	51,48	27,91
kloubové pouzdro horní	22,14	20,65	6,73
kloubové pouzdro dolní	40,6	36,90	9,11
srdce	---	12,08	---
hlavní čep	87,69	90,41	-3,10
šroubové spoje	190	219,62	-15,50
čepy opěry	121,65	63,03	48,19
čepy přídržné	12,71	10,78	15,18

Tab. 8 Porovnání pevnostních analýz druhého a třetího výpočtu (autor 2014)

## 6 Závěr

Cílem práce bylo ověřit konstrukci funkční skupiny lanového úvazku z hlediska pevnostní kontroly. V první části práce byly analyticky vypočteny všechny zatěžující síly a ověřena bezpečnost lana proti vytažení z lanového úvazku. V následující numerické části byly zmíněné zatěžující síly aplikovány na numerický model. Výstupem je tabulka, v níž jsou zhodnocena maximální napětí v porovnání s požadovanou bezpečností, dle legislativy ČR (Tab. 6). V poslední části práce je celý úkol numericky spočítán znovu, avšak bez jakýchkoli předchozích analytických vstupů. Jako zásadní se ukázala být otázka modelu lana. Byl předveden postup zjednodušení, od zcela v této době nerealizovatelného modelu, až po fungující zjednodušený model. Výstupem je opět tabulka jako v předchozím případě (Tab. 7). Obě tabulky jsou na konci práce porovnány a výsledky se na většině dílů liší do 30% (Tab. 8).

Tato práce, nejen že ukazuje postup pevnostního výpočtu lanového úvazku, ale popisuje postup jakým je možno numericky řešit úlohy, které obsahují lana a jiné prvky, přenášející pouze tahovou složku napětí, bez potřeby tvorby ortotropního materiálového modelu.

Numerický výpočet již byl na hranici možností hardware, vzhledem k množství kontaktů a stupňů volnosti. Výpočetní čas byl okolo 27 hodin na konfiguraci: Quad-core CPU 3,4GHz, 16GB RAM.

## Seznam Obrázků

- Obr. 1            Způsob uchycení zalitím kovem: autor 2014. str. [9]
- Obr.2            Způsob uchycení sevřením postranic šrouby: autor 2014. str. [10]
- Obr. 3            Lanový klínový úvazek ČKD č. 1-2: autor 2014. str. [12]
- Obr. 4            Lanový klínový úvazek ČKD č. 3-7: autor 2014. str. [13]
- Obr. 5            Klínový úvazek těžních lan typu AD - rozložený stav: SE-MI,  
<http://www.se-mi.cz> [ONLINE]. Dostupné z <http://www.se-mi.cz/vyrobní-program/zarizení-pro-doly/vertikalni-doprava/klínové-uvázky/>. str.[14]
- Obr.6            Klínový úvazek těžních lan typu AD výrobce SE-MI, <http://www.se-mi.cz/download/clanky/svisla-vodorovna-doprava/klínové-uvázky.pdf>. str.[15]
- Obr.8            Schéma základního zatížení: autor 2014. str. [19]
- Obr.9            Silový rozbor: autor 2014. str. [20]
- Obr.10            Lano v drážce postranice: autor 2014. str. [21]
- Obr.11            Lano v drážce postranice o větším průměru: autor 2014. str. [22]
- Obr.12            Třecí a normálové síly: autor 2014. str. [22]
- Obr.13            Třecí síly: autor 2014. str. [24]
- Obr. 14            Geometrie lanového úvazku v Ansys Workbench: autor 2014. str. [26]
- Obr. 15            Reálný model lana: autor 2014. str. [27]
- Obr. 16            Zjednodušený model lana: autor 2014. str. [28]
- Obr. 17            Finální model lana: autor 2014. str. [29]
- Obr. 18            Ukázka sítě: autor 2014. str. [32]
- Obr. 19            detail sítě lana: autor 2014. str. [32]
- Obr. 20            Princip bonded kontaktu: autor 2014. str. [36]
- Obr. 21            Coulombovo tření: autor 2014. str. [37]

- Obr. 22      Formulace Augmented Lagrange kontaktu: Epsilon FEA,  
[http://www.epsilonfea.com/images/Contact\\_Update.pdf](http://www.epsilonfea.com/images/Contact_Update.pdf). str.[38]
- Obr. 23      Zadání kontaktů u čepů: autor 2014. str. [39]
- Obr. 24      Tuhost lana: autor 2014. str. [40]
- Obr. 25      Počet spring prvků: autor 2014. str. [41]
- Obr. 26      Stanovení tuhosti lana: autor 2014. str. [41]
- Obr. 27      Model šroubového spoje: autor 2014. str. [43]
- Obr. 28      Deformační diagram šroubového spoje: autor 2014. str. [44]
- Obr. 29      Zadání předpětí šroubů: autor 2014. str. [46]
- Obr. 30      Graf konvergence prvního výpočtu: autor 2014. str. [47]
- Obr. 31      Zadání fixace v prostoru: autor 2014. str. [48]
- Obr. 32      Celková deformace: autor 2014. str. [49]
- Obr. 33      Redukované napětí von Miseses na šroubovém spoji: autor 2014. str. [49]
- Obr. 34      Redukované napětí von Miseses bez vykreslení na šroubových spojích:  
autor 2014. str.[50]
- Obr. 35      Redukované napětí von Miseses bez vykreslení na šroubových spojích:  
autor 2014. str.[50]
- Obr. 36      Graf konvergence druhého výpočtu: autor 2014. str. [52]
- Obr. 37      Ukázka aplikace zatěžujících sil: autor 2014. str. [53]
- Obr. 38      Ukázka fixace lanového úvazku v prostoru : autor 2014. str. [54]
- Obr. 39      Redukované napětí von Miseses bez šroubových spojení: autor 2014. str.  
[55]
- Obr. 40      Špičková hodnota redukovaného napětí von Miseses na postranici: autor  
2014. str. [55]



- Obr. 41      Hodnota redukovaného napětí von Miseses na čepu opěru: autor 2014. str. [56]
- Obr. 42      Graf konvergence třetího výpočtu: autor 2014. str.[58]
- Obr. 43      Ukázka aplikace síly na srdce ve třetím kroku: autor 2014. str.[59]
- Obr. 44      Ukázka aplikace síly na lano ve čtvrtém kroku: autor 2014. str.[59]
- Obr. 45      Redukované napětí von Miseses ve třetím výpočtu: autor 2014. str.[60]
- Obr. 46      Špičková hodnota redukovaného napětí von Miseses na čepové opěře: autor 2014. str.[60]
- Obr. 47      Globální posunutí lana ve třetím výpočtu: autor 2014. str.[61]

## Seznam Příloh

Příloha 1      Sestavní výkres lanového úvazku AD5/150: autor 2014.

## Seznam použité literatury

COOK, D. Finite Element Modeling for stress analysis. 1st printing. United States of America: John Wiley & sons, Inc., 1995. 320 s. ISBN 0-471-10774-3

KOLÁR, V; NEMEC, I; KANICKÝ, V. FEM - Principy a praxe metody konečných prvků. 1. vyd. Praha: computer press, 1997. 401 s. ISBN 80-7226-021-9

CRISFIELD, M. A. Non-linear finite element analysis of solids and structures. 1st printing. United States of America: John Wiley & sons, Inc., 2012. 540 s. ISBN 978-0-470-66644-9

LAWRENCE, KENT L. ANSYS Tutorial Release 14. 1st printing. United States of America: Schroff Development Corporation, 2012. 178 s. ISBN 978-1585-03761-2